

CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA SEMIAUTOMÁTICA TIPO
“H” DE 100 TONELADAS PARA LA EMPRESA SISTEMAS INNOVADORES
MOLDEADOS Y ARQUITECTÓNICOS, SIMA S.A.S

DANIEL ESNEIDER NIÑO SANABRIA

DORA ANDREA SANDOVAL TORRES

UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
DUITAMA - BOYACÁ
2016

CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA SEMIAUTOMÁTICA TIPO
“H” DE 100 TONELADAS PARA LA EMPRESA SISTEMAS INNOVADORES
MOLDEADOS Y ARQUITECTÓNICOS, SIMA S.A.S

DANIEL ESNEIDER NIÑO SANABRIA
CÓDIGO: 201012282

DORA ANDREA SANDOVAL TORRES
CÓDIGO: 201021394

Tesis para optar al título de Ingeniero Electromecánico

Director
Ing. Dr. Mont. CARLOS GUILLERMO CARREÑO BODENSIEK
Ingeniero Electromecánico

UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
DUITAMA - BOYACÁ
2016

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Duitama, Julio de 2016

DEDICATORIA

Dedico éste trabajo con todo mi corazón y cariño a Dios y a la Virgencita, que me dieron la fortaleza, la sabiduría y el entendimiento, para saber construir, aplicar y proyectar los conocimientos adquiridos a lo largo de mi carrera.

A mis Padres y hermanos, inspiración total y apoyo incondicional en cada una de las etapas requeridas para llevar a feliz término y con éxito ésta monografía.

Al ingeniero Orlando Díaz, persona sencilla, de quien recibí el mayor apoyo, experiencia, disponibilidad, y respaldo para el desarrollo de éste trabajo, dejándome gratas enseñanzas indispensables tanto para la vida profesional como personal.

A mi compañero Daniel Esneider Sanabria, quien con su paciencia, capacidades y conocimientos, permitió que en equipo se alcanzara las expectativas que en un inicio se habían fijado.

Andrea

DEDICATORIA

Gracias a Dios por haberme dado la sabiduría,

Al ingeniero Otto Caro Niño por haberle permitido a mi madre trabajar en la gloriosa U.P.T.C, ya que con este trabajo logro darle la educación a mis tres hermanos, y en estos momentos a mi persona,

Al ingeniero Orlando Díaz por habernos prestado su experiencia sin ningún interés,

A mi compañera de monografía Dorita ya que con sus conocimientos y gran humildad logramos hacer un gran equipo de trabajo,

A mis grandes amigos compañeros de estudio como lo son German Vega, Juan Carlo Parra y Kevin Camilo Avendaño

A mi hermana Leydi Andrea Sanabria por acompañarme a lo largo de mi carrera, a mi hermana Lizeth Paola Sanabria por aconsejarme y por último y más importante a mis padres, mis primeros maestros, mis primeros mentores los cuales me inculcaron sus principios y por ellos es que logro culminar mis estudios como Ingeniero Electromecánico.

Daniel Esneider

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan su gratitud a:

A Dios principalmente por darnos la sabiduría, el entendimiento y la protección constante en cada paso que damos.

A nuestras familias que han sido la inspiración, el motor de vida y el apoyo incondicional en transcurso de nuestras vidas.

Al Ingeniero Orlando Díaz y al Ingeniero Otto Caro, que se convirtieron en los baluartes no solo para la realización del proyecto, sino para fomentar el desarrollo íntegro y sencillo que se debe construir como persona.

A la familia Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos SIMA prefabricados, en especial al Ingeniero Joaquín Silva Medina, por darnos la oportunidad de participar en éste trabajo y por brindarnos el apoyo incondicional y sugerencias para el desarrollo del mismo.

CONTENIDO

	pág
INTRODUCCIÓN	3
1. MARCO REFERENCIAL	5
1.1 ESTADO DEL ARTE	6
1.2 MARCO TEÓRICO	8
2. ALTERNATIVAS DE DISEÑO	17
2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO	17
2.2 CRITERIOS DE DISEÑO	18
2.3 PROPUESTAS PARA EL DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA	19
3. DISEÑO DE LA PRENSA	23
3.1.1 Vigas	23
3.1.2 Elemento Estructural	31
3.1.3 Determinación de los momentos en el pórtico	35
3.1.4 Unión pernada	53
3.1.5 Elementos mecánicos de la prensa hidráulica:	66
3.2 DISEÑO HIDRÁULICO	95
3.2.1 Diseño del cilindro hidráulico	95
3.2.2 Circuito hidráulico	101
3.3 SISTEMA DE CONTROL DE LA PRENSA HIDRÁULICA	116
3.3.2 Diagrama de proceso	119
3.3.3 Asignación de variables	120
3.3.4 Selección del PLC	120
3.3.5 Circuito de control para el PLC	122
3.3.6 Centro de Mando del Operario	123
3.3.7 Principio de Funcionamiento del circuito de control	123
3.3.8 Programación en GRAFCET (Gráfico Secuencial de Funciones)	124
3.4 ANÁLISIS DE COSTOS	126
CONCLUSIONES	128

RECOMENDACIONES	129
BIBLIOGRAFÍA	131
ANEXOS	134

LISTA DE FIGURAS

	Pág
Figura 1. Loseta en adoquín. a) Línea 600. b) Línea 400	6
Figura 2. Experimento de Blaise Pascal.	6
Figura 3. Prensa de Conformado.	9
Figura 4. Prensa Hidráulica.	9
Figura 5. Prensa Rotativa.	10
Figura 6. Prensa Hidráulica.	11
Figura 7. Ejemplos representativos de prensas. a) Prensa Hidráulica Reforzada manual tipo H-4 columnas. b) Prensa Hidráulica Automática tipo H-2 columnas. c) Prensa Hidráulica manual tipo H-4 columnas. d) Prensa Hidráulica Automática tipo C.	13
Figura 8. Etapas del proceso de fabricación de losetas	14
Figura 9. Compactado loseta en adoquín.	15
Figura 10. Losetas línea 400 adoquín.	17
Figura 11. Propuestas para el diseño de la prensa hidráulica tipo H, mediante el software solidworks®.	20
Figura 12. Prensa hidráulica Tipo H – 2 Columnas de marca Enerpac de 100 ton.	20
Figura 13. Prensa hidráulica Tipo H – 4 Columnas de marca Jmdy de 100 ton	21
Figura 14. Elementos del pórtico	23
Figura 15. Flexión pura en las secciones con dos ejes de simetría. a) Viga completa en equilibrio. b) Parte de la Viga en equilibrio. c) Corte Transversal Representativo.	24
Figura 16. Perfil C, estándar Americano “CE” catalogo Agofer	25
Figura 17. Dimensiones del pórtico.	26
Figura 18. Carga sobre la viga.	27
Figura 19. Simulación de perfil en C, software Autodesk Inventor Professional 2016®.	29
Figura 20. Deflexión en la viga <i>BE</i> , software Autodesk Inventor Professional 2016®.	30
Figura 21. Simulación de deflexión en la viga con atiesadores, software Autodesk Inventor Professional 2016®.	30
Figura 22. a) Fuerzas internas en el pórtico. b) Pandeo generado por las fuerzas de flexión en los nudos C y B. c) Sección del área transversal de la columna.	31

Figura 23. a) Desplazamiento del elemento estructural a una distancia de 450 mm, software Autodesk Inventor Professional 2016®. b) Dimensiones del elemento estructural.	34
Figura 24. Pórtico con los valores de rigidez y sus coeficientes.	38
Figura 25. Comportamiento de las vigas CD y CB aplicando un momento exterior al Nudo.	39
Figura 26. Momento de empotramiento en la Viga <i>BE</i>	41
Figura 27. Parte del diagrama de fuerza cortante indicando las Medidas características.	41
Figura 28. Diagrama de momentos en el pórtico en unidades de <i>tonf * m</i> , aplicando el método de Cross	44
Figura 29. Esquema de resultados en el pórtico de la estructura, unidades en <i>kN * m</i> .	46
Figura 30. Partes del pórtico	48
Figura 31. DCL barra AB	49
Figura 32. DCL barra BC	50
Figura 33. DCL barra CD	50
Figura 34. DCL barra BE	51
Figura 35. Diagramas de la barra ABC	51
Figura 36. Diagramas de la viga CD.	52
Figura 37. Diagrama viga BE.	52
Figura 38. Unión entre vigas y elemento estructural con las distancias (en mm) a las que se van a ubicar los pernos.	53
Figura 39. Fuerzas que actúan en cada uno de los pernos	54
Figura 40. Fuerzas que actúan en cada perno.	56
Figura 41. Tabla 8-11: Clase métrica de propiedad métrica de pernos, tornillos y birlos de acero	58
Figura 42. Factor de seguridad para un perno M30 grado 8,8. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	59
Figura 43. Modos de falla por carga cortante en pernos: a) Carga cortante b) Falla de tensión de los elementos c) Apoyo del perno sobre los elementos d) Desgarramiento por cortante e) desgarramiento por tensión.	59
Figura 44. Dimensiones del espesor del elemento estructural (<i>t</i>) y del diámetro (Φ) del perno.	61
Figura 45. a) Ubicación del perno. b) Dimensiones del perno a calcular.	62
Figura 46. Tamaños preferidos y números de Renard- Tabla A-17	63
Figura 47. Longitudes características del perno M30	64
Figura 48. Ubicación de los pernos en la unión de la viga con el elemento estructural	65

Figura 49. Factores del par de torsión k. Tabla 8-15 libro de Shigley	66
Figura 50. Partes mecánicas de la prensa hidráulica.	67
Figura 51. a) Vista lateral izquierda b) Vista frontal de la placa superior.	68
Figura 52. Placa superior .a) Vista superior. b) Vista inferior.	68
Figura 53. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la placa superior.	69
Figura 54. Coeficiente de seguridad de la placa superior. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	70
Figura 55. Desplazamiento de la placa superior. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	70
Figura 56. Mesa móvil .a) Vista superior. b) Vista inferior.	71
Figura 57. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la mesa móvil.	72
Figura 58. Coeficiente de seguridad de la mesa móvil. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	73
Figura 59. Simulación de deflexión en la mesa móvil, software Autodesk Inventor Professional 2016®.	74
Figura 60. Porta molde – vistas a) Vista inferior para el Porta molde-línea 400. b) Vista superior para el Porta molde-línea 400. c) vista superior para el Porta molde-línea 600. d) Vista inferior para el Porta molde-línea 600.	75
Figura 61. Diagramas de fuerza cortante y momento flector para el porta molde-línea 600.	76
Figura 62. Coeficiente de seguridad de la mesa móvil. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	77
Figura 63. Configuraciones del Depósito de material. a) y b) Vista superior e inferior de la configuración para la línea 600, respectivamente; c) y d) Vista inferior y superior para la línea 400 respectivamente.	78
Figura 64. Diagramas de fuerza cortante y momento flector del depósito de material.	79
Figura 65. Coeficiente de seguridad del Depósito de material. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	80
Figura 66. Sistema de guías de la prensa hidráulica.	81
Figura 67. Rodamiento para sistema de guiado lineal	82
Figura 68. Mesa fija. a) Vista lateral izquierda. b) Vista frontal.	82
Figura 69. Mesa fija. a) Vista inferior. b) Vista superior.	83
Figura 70. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la mesa fija.	84
Figura 71. Coeficiente de seguridad. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	85
Figura 72. Desplazamiento que presenta la mesa fija frente a la carga de compactación. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	86
Figura 73. Cono de extracción en una fijación por adherencia.	87

Figura 74. Anclaje de expansión para grandes cargas HSL-3.	88
Figura 75. Dimensiones del sistema de anclaje de la prensa para cada una de las columnas.	89
Figura 76. Prensa hidráulica con el sistema de anclaje	94
Figura 77 .Esquema básico del cilindro hidráulico.	95
Figura 78. Cilindro hidráulico en disposición recirculante.	97
Figura 79. Cilindro hidráulico en disposición de retorno independiente.	97
Figura 80. Condiciones en los extremos de vástagos.	99
Figura 81. Circuito hidráulico de la prensa hidráulica	102
Figura 82 .Ciclo de compactado de las losetas de adoquin en la prensa hidráulica. Software FESTO FluidSim.	103
Figura 83. Activación de la parada de emergencia	106
Figura 84. Caudales entregados por cada una de las bombas, en el inicio del proceso de compactación.	109
Figura 85. Deposito hidráulico no presurizado.	112
Figura 86. Prensa hidráulica con los componentes mecánicos e hidráulicos	115
Figura 87. Partes móviles de la Prensa Hidráulica. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	117
Figura 88. Partes móviles de la Prensa Hidráulica, vista lateral. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.	117
Figura 89. Diagrama de proceso	119
Figura 90. Modicon M221 24 IO TM221CE24T	121
Figura 91. Programación en PLC	122
Figura 92. Control de mando	123
Figura 93. Diagrama Grafcet	125

LISTA DE CUADROS

pág

Cuadro 1. Cuadro comparativo de los tipos de prensas hidráulicas de la figura 7.13	13
Cuadro 2. Características funcionales de la máquina-herramienta de la figura 7.	14
Cuadro 3. Características técnicas de losetas en adoquín	16
Cuadro 4. Requisitos del fabricante para la prensa hidráulica	19
Cuadro 5. Ventajas y desventajas de las propuestas de diseño de una prensa hidráulica tipo H.	22
Cuadro 6. Dimensiones y propiedades del perfil C	25
Cuadro 7. Factores de seguridad	29
Cuadro 8. Dimensiones del elemento estructural	34
Cuadro 9. Valores para el cálculo de la rigidez de los segmentos de los pórticos	36
Cuadro 10. Rigideces relativas	37
Cuadro 11. Coeficientes de distribución	37
Cuadro 12. Momentos finales en cada uno de los segmentos.	46
Cuadro 13. Información Técnica del sistema de anclaje HSL -3.	88
Cuadro 14. Características del sistema de anclaje HSL-3 M10/20	89
Cuadro 15. Equivalencia de longitud respecto condiciones en los extremos	99
Cuadro 16. Características de las bombas seleccionadas	110
Cuadro 17. Características de los cilindros hidráulicos de simple efecto de retorno por muelle	111
Cuadro 18. Características del motor MG 330 Salami	112
Cuadro 19. Válvulas a implementar en el circuito hidráulico	113
Cuadro 20. Filtros a implementar en el cilindro hidráulico	115
Cuadro 21. Movimiento de cada una de las piezas de la prensa hidráulica.	118
Cuadro 22. Asignación de variables para el PLC	120
Cuadro 23. Características del Modicon M221 24 IO TM221 CE24T.	121
Cuadro 24. Costos del Sistema Mecánico	126
Cuadro 25. Costos del Sistema Hidráulico	126
Cuadro 26. Costos del Sistema de Control	127

RESUMEN

La empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S solicita el diseño de una prensa que satisfaga los requisitos para la fabricación de losetas en adoquín en la línea 400 (400x400x60 mm) y la línea de 600 (600x600x60 mm). Se realizó el estudio de los diferentes tipos de prensa, teniendo en cuenta el más adecuado para realizar éste producto, seleccionando una prensa hidráulica tipo H de 100 toneladas fuerza, por lo que se procede a realizar el diseño mecánico, analizando las cargas que soporta el pórtico por medio del método de Cross, permitiendo la selección de las vigas y los elementos estructurales que lo van a conformar, además del estudio de la unión pernada y la configuración de cada una de las partes que integran la prensa hidráulica. Para el diseño hidráulico, se toma en cuenta la presión de trabajo del sistema (20 MPa), ya que es una de las variables involucradas en la selección de los componentes hidráulicos, los cuales van a estar accionados por un sistema de control, mediante la implementación de un PLC. El cálculo y diseño de sistemas mecánicos, hidráulicos y de control presentados es éste informe, permiten el diseño de una prensa hidráulica tipo H de 100 toneladas semiautomática para la fabricación de losetas en adoquín, involucrando las aplicaciones de los conceptos obtenidos en las líneas de mecánica, hidráulica y accionamientos mecánicos, apoyados con herramientas de software, que permiten observar el comportamiento de los elementos diseñados, permitiendo plantear como etapa futura la implementación de la máquina.

Palabras clave: Prensa hidráulica, losetas de adoquín, diseño, circuito hidráulico, circuito de control, simulación.

ABSTRACT

The company Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S requested the design of a press that meets the requirements for the manufacture of tiles in Cobble in the 400 ($400 \times 400 \times 60 \text{ mm}$) and line 600 ($600 \times 600 \times 60 \text{ mm}$). The study of different types of press was performed, considering the most suitable for this product, selecting an H type 100 tons force hydraulic press, so it proceeds to the mechanical design, analyzing the load supporting the porch by the method of Cross, allowing the selection of beams and structural elements that are going to form, in addition to the study of the seigneur union and configuration of each of the parts of the hydraulic press. For the hydraulic design, taking into account the pressure of the system (20 MPa), as it is one of the variables involved in the selection of the hydraulic components, which are to be driven by a control system, by implementation of a PLC. The calculation and design of mechanical, hydraulic and presented monitoring systems is this report, allow the design of an H type 100 tons semiautomatic to manufacture tiles in Cobble hydraulic press, involving applications of concepts obtained in the lines of mechanical , hydraulic and mechanical drives, supported with software tools, which monitor the behavior of elements designed, allowing future stage pose as the implementation of the machine.

Keywords: hydraulic press, paving stone tiles, design, hydraulic circuit, control circuit.

INTRODUCCIÓN

La empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S ubicada en la Ciudadela Parque Industrial de Duitama, caracterizada por la distribución de prefabricados de concreto con las normas técnicas y los estándares de calidad que establece ICONTEC. Ofrece un catálogo de losetas, con base a los diseños que le proporcionan sus proveedores, y fabrica exclusivamente ladrillos en adoquín.

Según la misión de la empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S, se considera un deber resguardar la calidad sin olvidar mitigar los impactos ambientales¹ a través de una producción limpia incorporada dentro de sus productos. Por otra parte, la empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos SIMA S.A.S, no cuenta con una prensa hidráulica para realizar la compactación del producto de losetas en adoquín, razón por la cual los trabajadores se ven obligados a trasladarse a talleres donde existe dicha máquina, generando costos de transporte y riesgos laborales.

Con la finalidad de tener producción propia de losetas en adoquín, es necesario tener una máquina-herramienta adecuada para ésta operación, dando a conocer a la empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S el diseño de una prensa hidráulica que satisfaga las necesidades operativas y normativas que requiere el producto, proporcionando una disminución de costos en la compra de máquina-herramienta.

El objetivo general es diseñar una prensa hidráulica tipo H que cumpla con los requerimientos de manufactura de prefabricados de concreto en la empresa Sistemas y Moldeados Arquitectónicos, SIMA S.A.S. Entre los objetivos específicos se tiene:

En primera instancia, determinar las variables y parámetros involucrados en el proceso de manufactura de prefabricados de concreto por compresión. Posteriormente, elaborar alternativas de diseño para una prensa hidráulica tipo H y contrastar sus ventajas a nivel técnico y económico. Luego seleccionar el diseño adecuado para la prensa hidráulica, de acuerdo a los requerimientos técnicos y económicos favorables para la empresa Sistemas y Moldeados Arquitectónicos, SIMA S.A.S. Por último, establecer el costo de fabricación, y montaje de la prensa hidráulica tipo H.

Para la realización del diseño se tuvo como insumo la normatividad e información actualizada de catálogos industriales, además de los parámetros establecidos por la ingeniería de la empresa Sistemas Innovadores y Moldeados Arquitectónicos, SIMA S.A.S, necesarios para abordar los cálculos en detalle requeridos en el diseño

de los elementos funcionales de la máquina en cuanto a esfuerzo, deformación y formas constructivas, entre otras, al igual que la selección de componentes como válvulas, sistema de control, motores, y bombas.

Finalmente el orden temático del proyecto está conformado por tres capítulos: marco de referencia, alternativas de diseño, diseño de la prensa hidráulica, conclusiones, recomendaciones y bibliografía, que a continuación se van a desarrollar.

1. MARCO REFERENCIAL

La empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S nació mediante la generación de ideas para ofrecer una alternativa dentro del mercado de los prefabricados en concreto. Fué creada en 2012 mediante un proyecto de más de dos años de gestiones y proyecciones, en el que se planeó construir una compañía sólida con productos innovadores y de excelente calidad tendientes a permeare el mercado de la construcción para proporcionar líneas de productos diferentes caracterizados por nuevos diseños y el uso de colores dentro de la gama grisácea monocromática de los productos del concreto.¹

Ésta empresa cuenta con un catálogo de productos, entre los que se destacan:

Ladrillos: Ladrillos vibroprensados, con excelente resistencia a la compresión, impacto y tensión. Disponibles en ocho colores, con una hermosa y resistente apariencia de las caras a la vista. Todos nuestros productos cumplen con la norma NTC 4026 y NTC 2017.²

Bloques: Todos los bloques son vibroprensados, obtenidos con materias primas de la más alta calidad y aditivos especiales que les otorgan color, resistencia y excelente apariencia, lo que asegura que cumplan la norma NTC 4026³.

Pisos y Enchapes: Los pisos y enchapes ofrecidos por la empresa SIMA S.A.S, se obtienen mediante un proceso de concreto vibrado, el cual se refuerza con fibras de polipropileno y se le añaden aditivos especiales que le permiten adquirir una muy realista apariencia a piedra así como una gran resistencia a la abrasión, flexión, impacto y compresión. Tiene un menor peso que la piedra natural, se pueden fabricar en una gran variedad de colores en apariencia brillante o mate. Cuentan con más de 15 texturas en 5 formatos y cerca de 30 colores posibles. Al igual que los pisos los enchapes tipo Piedra Ecológica vienen en gran variedad de formatos que imitan de forma muy realista las piedras naturales, lo que otorga una gran posibilidad de estilos arquitectónicos para cualquier edificación.⁴

Loseta en adoquin: Estas losetas se fabrican según la norma NTC 4992, con los más altos características de resistencia y durabilidad, Se maneja la línea 600 (600x300x60 mm) y la línea 400 (400x400x60 mm) en dos líneas.

¹ Sistemas Innovadores, Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S. Duitama, 2012.
<http://www.simaprefabricados.com/>.

² Ibid

³ Ibid

⁴ Disponible en www.simaprefabricados.com/.../pisos-y-enchapes-piedra-ecologica.html

Figura 1. Loseta en adoquín. a) Línea 600. b) Línea 400

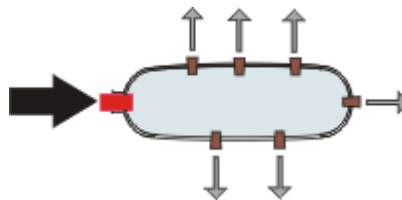


Fuente: <http://www.simaprefabricados.com/galeria>

1.1 ESTADO DEL ARTE

Por muchos años se favoreció el uso de prensas mecánicas, las cuales usan un sistema con cigüeñal que rueda o rota; sin embargo durante los últimos 30 años ha habido un crecimiento en el uso de prensas hidráulicas. Desde el año 1991 la implementación de las prensas hidráulicas han superado a las prensas mecánicas que hoy en día son las preferidas en la manufactura mundial.⁵ Blaise Pascal (1623-1662)⁶ estableció que la presión ejercida en cualquier lugar de un fluido encerrado se transmite por igual en todas las direcciones en todo el fluido, es decir, la presión en todo el fluido es constante. En la figura 2 se observa un tubo que contiene un fluido cualquiera con agujeros bloqueados con corcho.

Figura 2. Experimento de Blaise Pascal.



Fuente: Cabrera⁷,

⁵ FLUIDCA S.A, Hydraulic Mechanical Presses. México. Disponible en <http://fluidica.com/nosotros.html> fecha de navegación Noviembre de 2015.

⁶ CABRERA, Ricardo. Principio de Pascal. Argentina. Disponible en http://ricuti.com.ar/no_me_salen/hidrostatica/FT_pascal.html fecha de navegación Noviembre de 2015.

⁷ Ibíd

Al realizar una fuerte y rápida presión sobre el corcho de la izquierda, es lógico pensar que el de la derecha (y sólo el de la derecha) saldría disparado. Pero no, salen disparados los seis corchos por igual: el de la derecha, los de arriba y los de abajo. La diferencia de presión se transmitió a todas partes y direcciones por igual. La lógica de los fluidos es diferente a la lógica de los sólidos; para describir un sólido lo primero que se debe tener en cuenta es la masa y para un fluido, la densidad. Los sólidos transmiten fuerzas y los fluidos, presiones.

Las primeras prensas utilizaban un tornillo que giraba con la fuerza humana, al ser ésta prensa muy rustica y poco eficiente, el inglés Joseph Bramah⁸ creó la prensa hidráulica que tiene el principio del matemático y filósofo Blaise Pascal, ésta prensa está conformada por dos cilindros de secciones diferentes comunicados entre sí en cuyo interior había un líquido que puede ser agua o aceite, éste líquido está en contacto con dos émbolos con la misma sección que la del cilindro, al aplicar una pequeña fuerza en el émbolo de sección más angosta se genera una presión que se extiende uniformemente hasta el émbolo de mayor sección, ésta primera prensa hidráulica no tenía la suficiente capacidad para realizar trabajos como el doblado de aceros.

Los hermanos Perier modificaron el modelo de Joseph Bramah, logrando mejorar su capacidad de presión, pero aun así la presión generada por ésta no era suficiente para realizar trabajos pesados. Hasta mediados del siglo XIX Haswell, con su diseño de prensa logró alcanzar presiones muy elevadas permitiendo así trabajos como el embutido profundo y doblado de aceros.⁹

Las prensas hidráulicas han tenido una gran acogida en el sector industrial, ofreciendo un trabajo preciso y eficiente en temas relacionados como: moldeo, extrusión, doblado, punzado, compactación, laminación, elevación de grandes cargas, etc. Esta máquina-herramienta se extiende a todo tipo de industrias, como la automotriz en donde se elevan los automotores para revisiones tecnomecánicas o para laminación de sus partes; en camiones volqueteros para sistemas de carga; en Industrias aeronáuticas para el movimiento de alerones en aviones grandes y en Industrias de Prefabricados.¹⁰

Para empresas que prestan el servicio de prefabricados, es necesario contar con una prensa hidráulica, debido a las operaciones que los productos requieren entre las que se destacan el moldeo y el troquel, además de que es apropiada para aplicaciones que requieran grandes fuerzas como la fabricación de pisos, ladrillos, enchapes, bloques y losetas. Se ha desarrollado un avance tecnológico en las

⁸ Ibíd

⁹ ECHEVERRY ROMERO, Michel Vanesa. Historia de la prensa hidráulica. Bogotá D. C: Slideshare, 2012. Disponible en http://es.slideshare.net/loren_michel/historia-de-la-prensa-hidraulica. Fecha de navegación noviembre de 2015

¹⁰ STOKYAR.07 de Abril, 2011. Las aplicaciones de las prensas hidráulicas. Recuperado de: http://www.articulo.org/articulo/39365/las_aplicaciones_de_las_prensas_hidraulicas.html

prensas hidráulicas a comparación de las mecánicas, en puntos clave como manejo de capacidades de tonelajes, seguridad, costos en mantenimiento, etc.

En la actualidad, con el fin de lograr una mayor precisión y capacidad en los trabajos de compactación, se utilizan cuatro columnas cilíndricas como guía de la mesa móvil para garantizar una mínima fricción en el desplazamiento vertical de la mesa superior, se utilizan casquillos de bronce aleado con carga de grafito, estas columnas están cromadas y rectificadas, fabricadas en acero CK-45¹¹.

1.2 MARCO TEÓRICO

1.2.1 Definiciones generales

- **Concepto de prensa.** Se refiere a las máquinas capaces de suministrar una fuerza o a ejercer una presión sobre un material dentro de dos superficies de trabajo.¹²
- **Prensa Mecánica:** es la maquinaria que, a través de un volante de inercia, acapara energía y la transmite por vía neumática o mecánica a una matriz o un troquel. Estas prensas, por lo tanto, permiten realizar el proceso conocido como troquelación (la aglomeración de agujeros en materiales muy diversos, como cartones, plásticos o metales).¹³
- **Prensa de conformado:** es una máquina capaz de suministrar cargas estáticas, utilizando herramientas apropiadas (matriz, troquel, estampa) para transformar un material con superficie plana en un producto útil con una forma específica.¹⁴ (Figura 3).

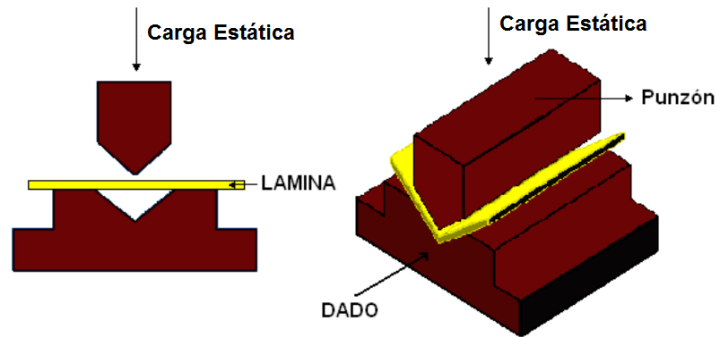
¹¹ HIDROGARNE, Prensa hidráulica MV-250. España, 22 Febrero de 2016. <http://www.hidrogarne.com/nueva-adaptacion-de-la-prensa-hidraulica-hidrogarne-mv-250e-para-trabajos-de-embuticion-profunda/>.

¹² Disponible en prensaamecanica.blogspot.com

¹³ Ibíd

¹⁴ Disponible en www.metalactual.com/revista/12/procesostroquelado.pdf

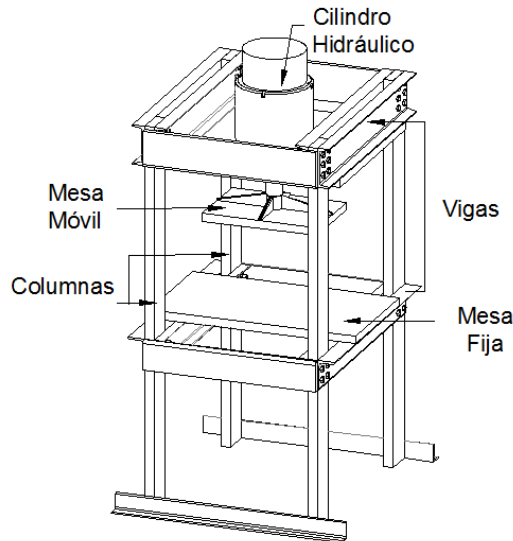
Figura 3. Prensa de Conformado.



Fuente: http://www.escuelaing.edu.co/uploads/laboratorios/1578_conformado.pdf

- **Prensa Hidráulica:** Es aquella prensa que dispone de la potencia hidráulica de un fluido a presión, para convertirla en trabajo mecánico de una mesa móvil, por medio de uno o varios actuadores o cilindros hidráulicos¹⁵. (Figura 4).

Figura 4. Prensa Hidráulica.

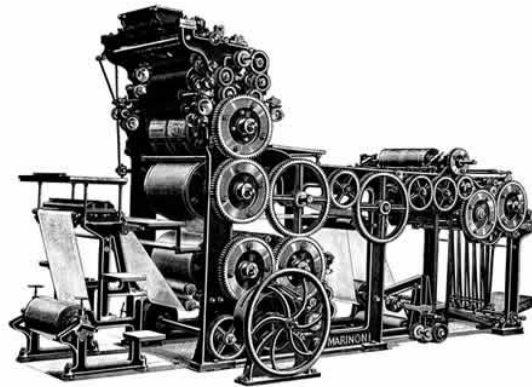


Fuente: los autores

¹⁵ GARZÓN, Andrés y QUINTERO, William. Diseño de una Prensa Hidráulica de 100 toneladas. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bogotá D.C: Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ingeniería. Departamento de Mecánica, 1994. 174 p.

- **Prensa Rotativa:** Su aplicación se da en trabajos de impresión de grandes formatos, donde las gráficas a imprimir se encuentran en soportes como chapas metálicas que al ser accionadas a través de un cilindro se curvan y se ejerce una presión que actúa sobre el material fijo a ser impreso.¹⁶(Figura 5).

Figura 5. Prensa Rotativa.



Fuente: <http://www.tipos.co/wp-content/uploads/2015/02/Prensa-rotativa.jpg>

1.2.2 Ventajas de una prensa hidráulica

Las prensas hidráulicas en comparación con las mecánicas tienen las siguientes ventajas:

- Menor costo de mantenimiento.
- Seguridad de sobrecarga incluida (cuentan con válvula de seguridad).
- Mayor flexibilidad en control y versatilidad: Se puede mantener control de fuerza, carrera, tiempo de trabajo, secuencia de operación, permitiendo así ventajas de productividad.
- Fuerza: por el rango de fuerza que manejan, les permite hacer trabajos de formado, estampado, troquelado y prensado.
- Nivel de ruido: Es menor que en la mecánica ya que tiene un número menor de partes móviles.

¹⁶ Disponible en www.tipos.co/tipos-de-prensas/

Por lo anterior, se profundizará en éste tipo de prensa (características y parámetros que se deben tener en cuenta para su diseño), teniendo en cuenta las configuraciones que actualmente existen en el mercado.

1.2.3 Funcionamiento de la prensa hidráulica

- **Principio de Pascal:** Una prensa hidráulica consiste en un recipiente cerrado con dos émbolos, en donde uno de los émbolos es una superficie deslizante dentro de un pistón. Los émbolos tienen secciones diferentes, por lo que al aplicar una fuerza F_1 , sobre el émbolo pequeño, se obtiene una fuerza mayor F_2 , en el émbolo de sección mayor. Teniendo los dos émbolos a la misma altura, se aplica una fuerza F_1 al émbolo angosto. La fuerza F_1 , se reparte en un área pequeña, S_1 , por lo que queda definida la P_1 .(Figura 6).

Pascal garantiza que en el otro émbolo la presión será la misma, por lo que la F_2 será:

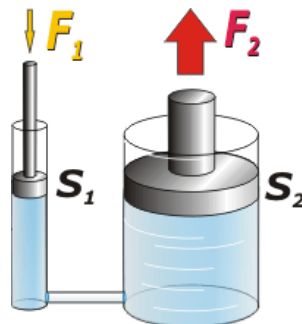
$$P_1 = P_2 \quad (1)$$

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (2)$$

$$F_2 = F_1 \left[\frac{S_2}{S_1} \right] \quad (3)$$

De modo que entre mayor sea el rango de diferencia de las secciones del embolo 1 con respecto al 2, mayor será el factor de multiplicación de la fuerza.

Figura 6. Prensa Hidráulica.



Fuente: CABRERA¹⁷

¹⁷ CABRERA, Ricardo. Lecciones teóricas de biofísica del CBC. Buenos Aires, Argentina. Disponible en http://ricuti.com.ar/no_me_salén/hidrostatica/FT_pascal.html. Fecha de navegación Noviembre de 2015

- **Principio de funcionamiento:** Las prensas hidráulicas se mueven por la acción de agua o aceite que entra a la cámara del actuador empujando el émbolo que a su vez va conectado a un vástago, el cual compacta el material que se encuentra en una matriz. Para éste propósito se utilizan cilindros hidráulicos los cuales se mueven lentamente y las presiones que éstos ejercen pueden variar en función de sus características. Generalmente el líquido entra a la cámara del actuador con poca presión hasta que hace contacto con la pieza, luego de esto se aumenta la presión significativamente.

1.2.3 Variables y parámetros en el diseño de una prensa

- **Estructura:** Es el cuerpo principal de la prensa que consta de los cilindros y la superficie en donde se hace el trabajo.
- **Tipo de prensa hidráulica:** Existen prensas tipo H caracterizadas por generar grandes presiones sin que su estructura sea muy grande, a comparación de las prensas tipo C que puede tener esta misma capacidad pero con un tamaño mucho mayor.
- **Puntos de suspensión:** Indican directamente el número de cilindros que se deben disponer para la prensa hidráulica.
- **El tonelaje (presión):** La selección del tonelaje de una prensa depende del trabajo a realizar, cuanto más crítico es el trabajo y más tolerancia se demanda, mayor es el rango de reserva en tonelaje que ésta debe tener.¹⁸
- **Cilindro hidráulico:** Depende de su diámetro, la forma en la cual se construye y si es fácil o no darle servicio.¹⁹
- **Presión máxima del sistema:** Ésta depende de la fuerza máxima que se está manejando en el sistema.²⁰
- **Motor eléctrico:** La duración, la longitud y la velocidad de la carrera de fuerza, determinan los caballos de fuerza que se necesitan para determinar su trabajo.
- **Índices para valorar una prensa:** A continuación se va a presentar cuatro tipos de prensa más utilizados comercialmente.

¹⁸ BARBA MUÑOZ, Luis Fernando. Cálculo y diseño de una prensa hidráulica tipo C con capacidad de 20 toneladas. Instituto Politécnico Nacional México 2011 Disponible en tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/10483/17.pdf?sequence=1 Fecha de navegación Diciembre de 2015.

¹⁹ Ibíd

²⁰ Ibíd.

Figura 7. Ejemplos representativos de prensas. a) Prensa Hidráulica Reforzada manual tipo H-4 columnas. b) Prensa Hidráulica Automática tipo H-2 columnas. c) Prensa Hidráulica manual tipo H-4 columnas. d) Prensa Hidráulica Automática tipo C.



Fuente: los autores

El cuadro 1 da a conocer las características funcionales de los tipos de prensas mencionadas anteriormente.

Cuadro 1. Cuadro comparativo de los tipos de prensas hidráulicas de la figura 7.

Características	a	b	c	d
Tipo de Estructura	Cerrada	Cerrada	Cerrada	Abierta
Posición de la estructura	Horizontal	Horizontal	Horizontal	Horizontal
Tipo de Acción	Simple	Doble	Simple	Simple
Tonelaje	100 Ton	120 Ton	15 Ton	200 Ton
Carrera vástago	333 mm	200 mm	120 mm	500 mm
Bomba	Simple	Doble efecto	Simple efecto	Doble efecto

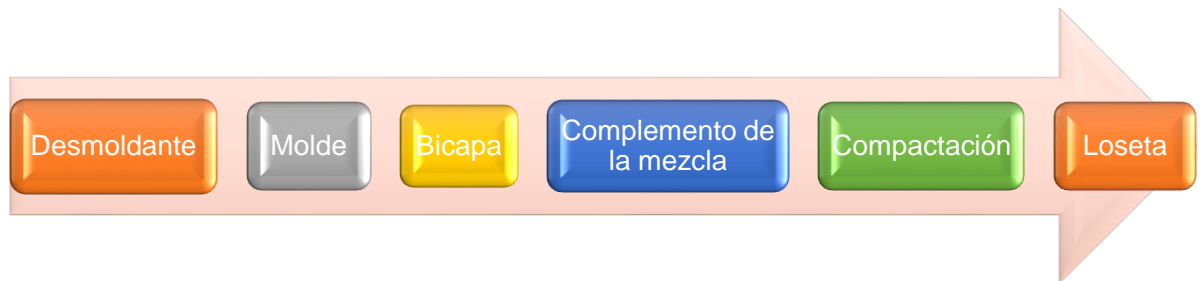
Cuadro 2. Características funcionales de la máquina-herramienta de la figura 7.

Tipo	Características
a	<ul style="list-style-type: none"> • Bomba hidráulica independiente de dos velocidades. • Cilindro bruñido y vástago rectificado. • Estructura reforzada de alto rendimiento.
b	<ul style="list-style-type: none"> • Bastidor soldado de alta calidad, gran robustez y larga vida útil. • Bastidor móvil se desplaza con facilidad sobre cuatro rodamientos de acero y permite que la mesa estacionaria soporte cargas pesadas
c	<ul style="list-style-type: none"> • Equipo de bombeo incorporado al cilindro • Estructura reforzada de alto rendimiento • Altura fácilmente regulable
d	<ul style="list-style-type: none"> • Cuerpo de la prensa reforzada con una estructura rígida • Puede trabajar a diferentes velocidades

1.2.4 Proceso de fabricación de losetas en adoquín de concreto

Para la fabricación de la loseta se debe tener en cuenta las siguientes etapas (figura 8):

Figura 8. Etapas del proceso de fabricación de losetas



Fuente: los autores

1. Desmoldante: es la lubricación que se le da al molde, con el fin de minimizar el riesgo de adhesión entre el producto moldeado y el molde, permitiendo reproducir fielmente la textura o grabado de la pieza. Para la fabricación de losetas en adoquín, se utiliza aceite quemado, al que se le añade una proporción adecuada de ACPM, teniendo en cuenta que el molde acero requiere desmoldante, mientras que el de caucho no.

2. Molde: es el recipiente de textura específica donde se deposita las mezclas para el producto; hecho en caucho, con la aplicación del correspondiente desmoldante.

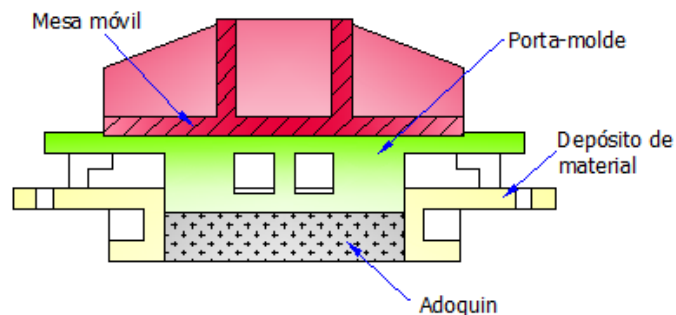
3. Bicapa: es una mezcla fuerte (arena tamizada y cemento puro) con sílice fino (material cerámico), cuyo espesor se encuentra entre 0,5 y 0,8 cm. En ocasiones se le adiciona aditivos para la resistencia o absorción de la humedad, con el fin de que la loseta no se agriete tan rápido. La bicapa da el acabado por encima a la loseta, dispuesta para el tránsito peatonal, cuya característica principal es proteger las figuras propias de diseño del deterioro al que están expuestas.

4. Complemento de la mezcla: mezcla no tan fuerte (menor cantidad de cemento y de arena lavada en comparación con la bicapa) con sílice y gravilla fina. Es la parte con menor desgaste de la loseta.

5. Compactación: es la energía necesaria para producir una disminución apreciable del volumen en el material empleado, dejando lista la pieza para su debido secado (aire libre), humedeciéndola frecuentemente para que la estructura interna del producto se compacte adecuadamente.

6. Loseta: En la figura 9, se observa el porta-molde acoplado a la mesa móvil, el cual se encarga de compactar el adoquín dentro del depósito de material, dejando lista la loseta para ser retirada.

Figura 9. Compactado loseta en adoquín.



Fuente: los autores

Para los prefabricados de losetas en adoquín la resistencia se determina por medio de ensayo a flexión que consiste en la aplicación de una carga concentrada a una pieza libremente apoyada en dos puntos hasta llegar a la rotura. Este ensayo se debe hacer partiendo de una muestra compuesta por cinco adoquines por cada lote de 10.000 unidades escogidas al azar pero buscando que sean representativas de

la calidad del lote. El ensayo es aceptable cuando la resistencia individual de cada adoquín no sea inferior a 4.2 MPa y la resistencia promedio de los cinco elementos de la muestra no sea inferior a 5.0 MPa²¹

Cuadro 3.Características técnicas de losetas en adoquín

Tipo	Línea 400	Línea 600
Dimensiones (cm)	40x40x6	60x30x6
Peso aproximado (kg/und – N/und)	21,5 – 210,7	25,9 – 253,82
Diseños	Toperol, rallada y lisa	
Módulo de rotura promedio (MPa)	≥ 5	
Desgaste	≤ 23	
Absorción máxima de agua (%)	7	
Normatividad aplicada	NTC 4992	

Fuente: <http://www.premoldeados.co/index.php/productos/pisos/losetas>

²¹ Práctica recomendada para la ejecución y control de calidad de los pavimentos articulados en adoquines de concreto. Jerónimo Olarte 1995. <https://es.scribd.com/doc/24569132/Pavimentos-articulados-adoquines>

2. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

- **Tonelaje:** De acuerdo a las especificaciones de la empresa Sistemas y Moldeados Arquitectónicos, SIMA S.A.S., se selecciona una prensa hidráulica de 100 toneladas, ya que para estos trabajos de compactación en prefabricados de concreto, entre más fuerza se ejerza en el producto mejor será la durabilidad y resistencia de éste.

$$0.1 \text{ Ton} = 0,98kN \quad (4)$$

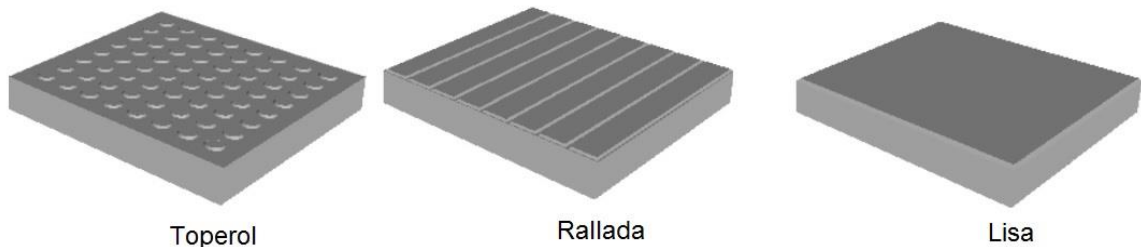
$$100 \text{ Ton} = 980 \text{ kN} \quad (5)$$

- **Presión:** Para conocer el cálculo de la presión que se va a manejar para la compactación del material, se tiene en cuenta el dato de fuerza y el área a manejar de la línea 600 con un área de $60 \text{ cm} \times 30 \text{ cm}$ (1800 cm^2):

$$P = \frac{F}{A} = \frac{980kN}{0.18 \text{ m}^2} = 5,44 \text{ MPa} \quad (6)$$

- **Dimensiones de la loseta:** Teniendo como base los catálogos de la empresa Sistemas y Moldeados Arquitectónicos, SIMA S.A.S., el producto más grande que se va a fabricar son losetas línea 600 adoquín recto (figura 10), que tienen un formato de $60 \times 30 \times 6 \text{ cm}$.

Figura 10. Losetas línea 400 adoquín.



Fuente: los autores

- **Geometría de la prensa:** Para el diseño de la estructura de la prensa hidráulica, se determina que el ancho de la maquina va a depender de las medidas de las losetas, siendo según el catálogo de la empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S, las dimensiones de la loseta de mayor ancho es de $40 \times 40 \times 6 \text{ cm}$. Por tal razón, el espacio libre de trabajo no debe ser inferior a 40 cm ; la altura de la mesa es de 90 cm , de acuerdo a la altura promedio de un hombre ($1,72 \text{ m}$).²²

2.2 CRITERIOS DE DISEÑO

Según las especificaciones solicitadas por la empresa Sistemas y Moldeados Arquitectónicos, SIMA S.A.S para el diseño de la prensa se define que ésta debe cumplir con las siguientes características generales:

El objetivo ideal de la empresa Sistemas y Modelados Arquitectónicos, SIMA S.A.S es fabricar la prensa, por lo que se va a diseñar con materiales de fácil acceso, teniendo en cuenta que los costos de éstos deben ser los más bajos posibles. Debido a que los productos comprimidos- piezas a fabricar deben tener unas tolerancias mínimas en cuanto a sus dimensiones, la prensa debe asegurar que el producto sea homogéneo.

En el dimensionamiento de la prensa hidráulica se tendrán en cuenta medidas ergonómicas. Según el Laboratorio de Condiciones de Trabajo (2011) en un trabajo de precisión, la altura de la superficie de trabajo debe ser de 0 a 10 cm, por encima del codo, lo cual sirve de soporte reduciendo las cargas estáticas en los hombros²³, parámetro que influyen en la operación de la máquina para permitir su desarrollo bajo condiciones óptimas que resguarde la salud del trabajador. El diseño de las piezas va a ser asequible para que el operario pueda darles el respectivo mantenimiento de forma fácil y segura.

En el cuadro 4 se dan a conocer los parámetros suministrados por el fabricante para tenerse en cuenta al realizar los cálculos de cada una de las partes de éste diseño:

²² Noguera, Iván. Colombianos no son tan bajitos como se pensaba: A los 20 años los hombres miden en promedio 1,72 y las mujeres 1,60 de promedio. Mayo, 2016.

²³ Laboratorio de condiciones de trabajo: Ergonomía, Diseño de puestos de trabajo. Práctica empresarial. Facultad de Ingeniería industrial. 2011, 10 p.

Cuadro 4. Requisitos del fabricante para la prensa hidráulica

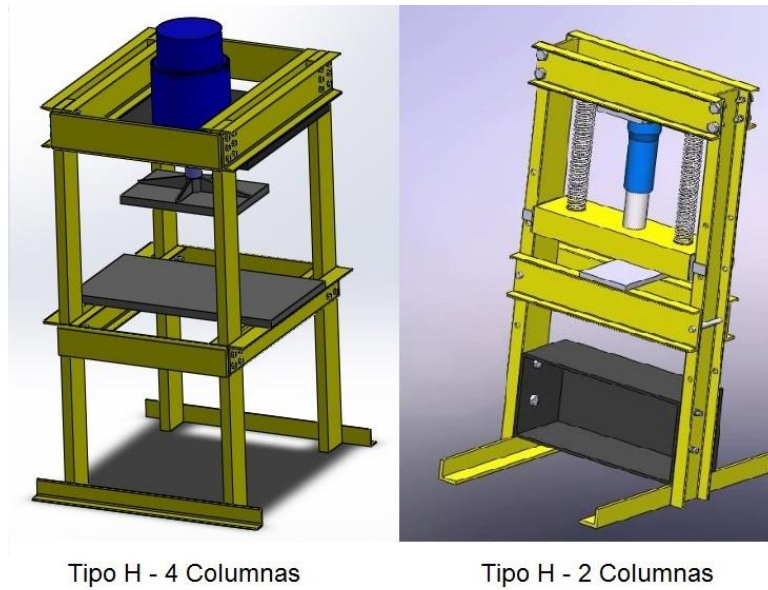
Característica	Descripción del requisito
Función de la Prensa	Compactar el adoquin de concreto por medio de un molde que garantice las tolerancias exigidas en la norma NTC 4992
Material	Los adoquines de concreto son prefabricados macizos, elaborados con una mezcla de arena, piedra, agua y cemento a través de un proceso industrial de vibro compresión en moldes. ²⁴
Geometría	La prensa hidráulica va a fabricar losetas de dos dimensiones: línea 600 (60x30x6 cm) y línea 400 (40x40x6cm).
Fuerza	De acuerdo con lo visto en el capítulo anterior, la fuerza de trabajo nominal de la prensa debe ser 100 ton.
Energía	Una fuente trifásica para alimentar un motor eléctrico que permita accionar dos bombas las cuales van a desplazar el pistón.
Ergonomía	Para mayor comodidad del operario, la mesa fija va a estar a una altura de 90 cm para brindar al operario la facilidad de manipulación de la loseta.
Costo	La selección de los materiales para los diferentes componentes de la prensa, se hará de manera que sean de bajo costo, sin descuidar la calidad de éste.
Mantenimiento	Para el diseño de cada una de las partes de la prensa hidráulica, se va a tener en cuenta la facilidad de acceso a éstas por parte del operario, generando así un fácil mantenimiento.

2.3 PROPUESTAS PARA EL DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

Para realizar el proceso de compactación se debe escoger la estructura adecuada que brinde un mejor funcionamiento analizando los diferentes tipos de prensas hidráulicas utilizadas para éste tipo de operación (figura 11).

²⁴ Adoquines. Lima: Cementos Pacasmayo, 2014. <http://www.cementospacasmayo.com.pe/productos-y-servicios/prefabricados/adoquines/>

Figura 11. Propuestas para el diseño de la prensa hidráulica tipo H, mediante el software solidworks®.



Fuente: Los autores.

Figura 12. Prensa hidráulica Tipo H – 2 Columnas de marca Enerpac de 100 ton.



Fuente: <https://espanol.grainger.com/product/ENERPAC-Hydraulic-Press-3KD81>

Figura 13. Prensa hidráulica Tipo H – 4 Columnas de marca Jmdy de 100 ton



(Jmdy) 100 ton light eléctrica máquina de prensa hidraulica

Descuento Inspección gratis

September ¡Gana descuentos extra entre el 12-30 septiembre! Comprueballo >

Precio:	\$ 15 000 000	¿Lo has visto más barato?
Puerto:	Shanghai/Qingdao/Ningbo	
Cantidad de pedido mínima:	1 Set/s (Jmdy) 100 Ton luz eléctrica de energía hidráulica máquina de la prensa	
Capacidad de suministro:	500 Set/s por Mes (Jmdy) 100 Ton luz eléctrica de energía hidráulica máquina de la prensa	
Plazo de entrega:	35 ~ 40 días	
Condiciones de pago:	L/C,T/T,Western Union,MoneyGram	

Fuente: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/-jmdy-100-ton-light-electric-hydraulic-power-press-machine-60156420936.html>.

Con el fin de tener como dato aproximado del valor de las propuestas para el diseño de la prensa (figura 11), se encontraron dos referencias:

- Prensa hidráulica Tipo H – 2 Columnas de marca enerpac de 100 ton con un costo de \$ 4'220.000.
- Prensa hidráulica Tipo H – 4 Columnas de marca Jmdy de 100 ton con un costo de \$ 15'000.000.

Teniendo en cuenta los parámetros, variables de las prensas hidráulicas y los requisitos de la empresa Sistemas Innovadores y Moldeados Arquitectónicos, SIMA S.A.S se diseñó un cuadro que indica las ventajas y desventajas de las propuestas de diseño, correspondientes a la figura 11 (Propuestas para el diseño de la prensa hidráulica mediante el software solidworks®), para facilitar la selección de la estructura de diseño a calcular (cuadro 5).

Cuadro 5. Ventajas y desventajas de las propuestas de diseño de una prensa hidráulica tipo H.

	Tipo H-4 Columnas	Tipo H- 2 Columnas
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> • Tiene cuatro frentes de trabajo libres. • La mesa de trabajo es amplia para mayor comodidad del operario. • Su excepcional exactitud, precisión y alineación en el troquelado y compactado, la hacen segura y confiable. 	<ul style="list-style-type: none"> • Tiene una estructura sencilla • Su mesa de trabajo es ajustable a diferentes alturas.
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere de mayor espacio para su instalación. • De acuerdo a la figura 13 (Prensa hidráulica Tipo H – 4 Columnas de marca Jmdy de 100 ton), se evidencia un costo superior en comparación a una prensa hidráulica tipo H- 2 columnas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Dos frentes de trabajo libre (espacio limitado). • No se encuentra un perfil C comercial que soporte la carga de 100 ton. • Utilizada generalmente para el enderezamiento y doblado de partes en la industria automotriz.

La fabricación de las losetas tiene que tener unas dimensiones que cumplan con rangos de tolerancia exigidos por la NTC 4992, por esta razón se requiere de una prensa que pueda realizar el proceso de compactado de una forma precisa, brindando un amplio espacio de trabajo, para mayor comodidad del operario.

De acuerdo al cuadro 5 (Ventajas y desventajas de las propuestas de diseño de una prensa hidráulica tipo H), la prensa seleccionada es la tipo H-4 columnas, cuya estructura permite facilidad en el mantenimiento y cambio herramental, al igual que la implementación de un sistema de guías al porta molde. Por otra parte, a pesar de que la prensa hidráulica tipo H-4 columnas mostrada en la figura 13, tiene un costo mayor en comparación a la prensa tipo H-2 columnas (figura 12), se concluye que por la precisión y la calidad que requiere la fabricación de losetas en adoquín, resulta ser necesario la adecuación de una prensa hidráulica tipo H-4 columnas.

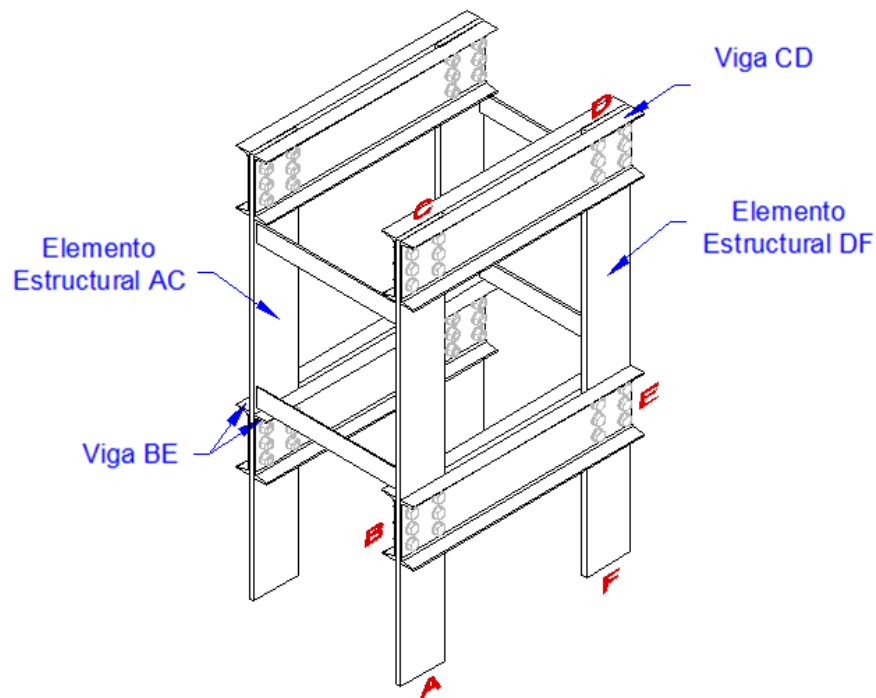
En el siguiente capítulo se va a realizar el cálculo y diseño de los componentes mecánicos, hidráulicos y de accionamiento para la prensa tipo H- 4 columnas.

3. DISEÑO DE LA PRENSA

3.1 DISEÑO MECÁNICO

Se realizan cálculos y análisis para el diseño de las vigas, elementos estructurales, mesa fija, depósito de material, placa superior, mesa móvil, porta-molde y sistema de anclaje. En la figura 14, se observa la configuración del diseño del pórtico de la prensa hidráulica.

Figura 14. Elementos del pórtico



Fuente: Los autores

3.1.1 Vigas

Las vigas que se van a implementar, tienen perfil en C alas paralelas, por lo que es necesario observar el comportamiento que éstas tengan cuando se le apliquen las fuerzas de flexión a las cuales va a estar sometida, se va a suponer que el único esfuerzo que actúa es de flexión (figura 15) y que están simplemente empotradas.

A partir de los estudios de resistencia de materiales, los esfuerzos resultantes están dados por la ecuación²⁵:

$$\sigma = \frac{M * y}{I} \quad (7)$$

Dónde:

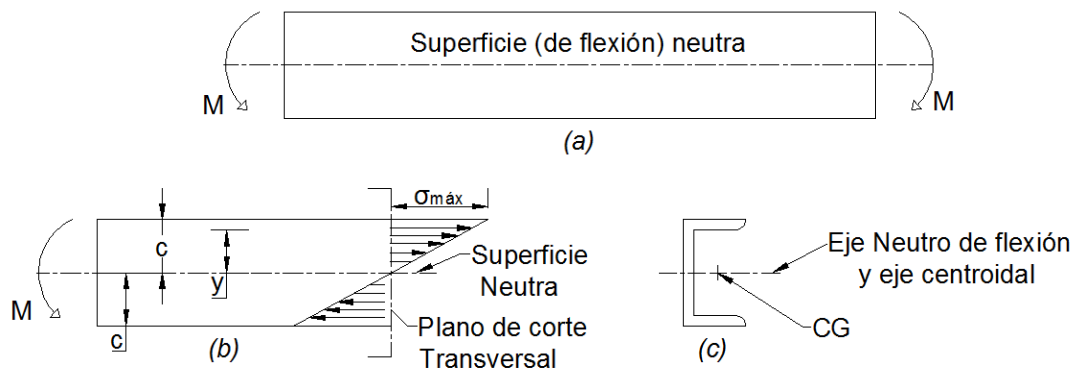
σ : Esfuerzo normal

M : Momento

y : Distancia al centroide

I : Momento de Inercia

Figura 15. Flexión pura en las secciones con dos ejes de simetría. a) Viga completa en equilibrio. b) Parte de la Viga en equilibrio. c) Corte Transversal Representativo.



Fuente: Los autores.

En la figura 15.c, se puede observar que la ubicación del centro de gravedad, es de gran importancia, debido a que en el eje neutro el esfuerzo normal es cero (figura 15.b), pero a medida que se va alejando una distancia “y” del centro de gravedad, el esfuerzo normal va aumentando llegando a ser máximo donde la distancia es “c”.

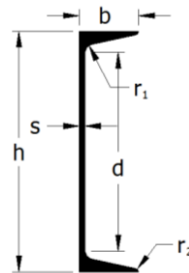
El momento de inercia de la viga a calcular tiene que ser lo suficientemente alto para resistir las altas cargas que se le van a aplicar.

²⁵ JUVINALL, Robert y MARSHEK, Kurt. Diseño de elementos de máquinas. 2 ed. México: Limusa Wiley, 2013. 123 p.

3.1.1.1 Diseño y cálculo de las vigas: Las consideraciones a tener en cuenta para el diseño de ésta son:

- El material a utilizar es Acero ASTM A36 con un esfuerzo a la cedencia de 250 N/mm^2 ($S_y = 250 \text{ N/mm}^2$).²⁶
- Se va a suponer que las vigas van a estar simplemente apoyadas.
- Para el diseño de la viga, se va a tener como referencia el catalogo empresa Agofer, del cual se van a seleccionar las dimensiones para hallar el factor de seguridad.

Figura 16 .Perfil C, estándar Americano “CE” catalogo Agofer



Fuente: Perfil C, estándar Americano “CE” [en línea].Bogotá: Catálogo Agofer

Cuadro 6. Dimensiones y propiedades del perfil C

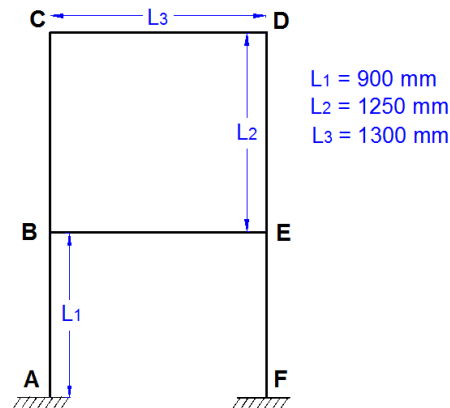
PERFIL C ESTÁNDAR AMERICANO “CE”										
PERFIL C	DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO									
	DIMENSIONES				ÁREA	PESO	PROPIEDADES ELÁSTICAS			
REF.	ALTURA		ALA				EJE E_{x-x}		EJE E_{y-y}	
	h	s	b	d	I_x	r_x	I_y	r_y		
	mm	mm	mm	mm	cm ²	$\frac{kg}{m}$	cm ⁴	cm	cm ⁴	cm
C 10 x 25	254	13,4	73,3	207	47,3	37,2	3775	8,93	142	1,73
C 10 x 30	254	17,1	77	207	56,8	44,6	4287	8,69	167	1,71
C12 x 20,7	304,8	7,1	74,7	252	38.9	30.8	5332	11,7	162	2.06
C 12 x 25	304,8	9,8	77,4	252	47,2	37,2	5970	11,3	187	2

Fuente: Perfil C, estándar Americano “CE”: Dimensiones y Propiedades. Bogotá: Catálogo Agofer.

²⁶ http://www.acerosotero.cl/planchas_acero_carbono_astm_a36.html

- Para realizar el respectivo cálculo, del cuadro 6 se seleccionó el perfil de referencia C12x20.7 (luego de hacer cálculos con varias referencias), del catálogo Agofer.
- La estructura de la prensa está compuesta por dos pórticos, unidos por arriostramientos. La fuerza F_a debida a la acción del actuador hidráulico es de $F_a = 50 \text{ tonf}$, ya que al haber dos pórticos, la viga soporta la mitad de la carga.

Figura 17. Dimensiones del pórtico.

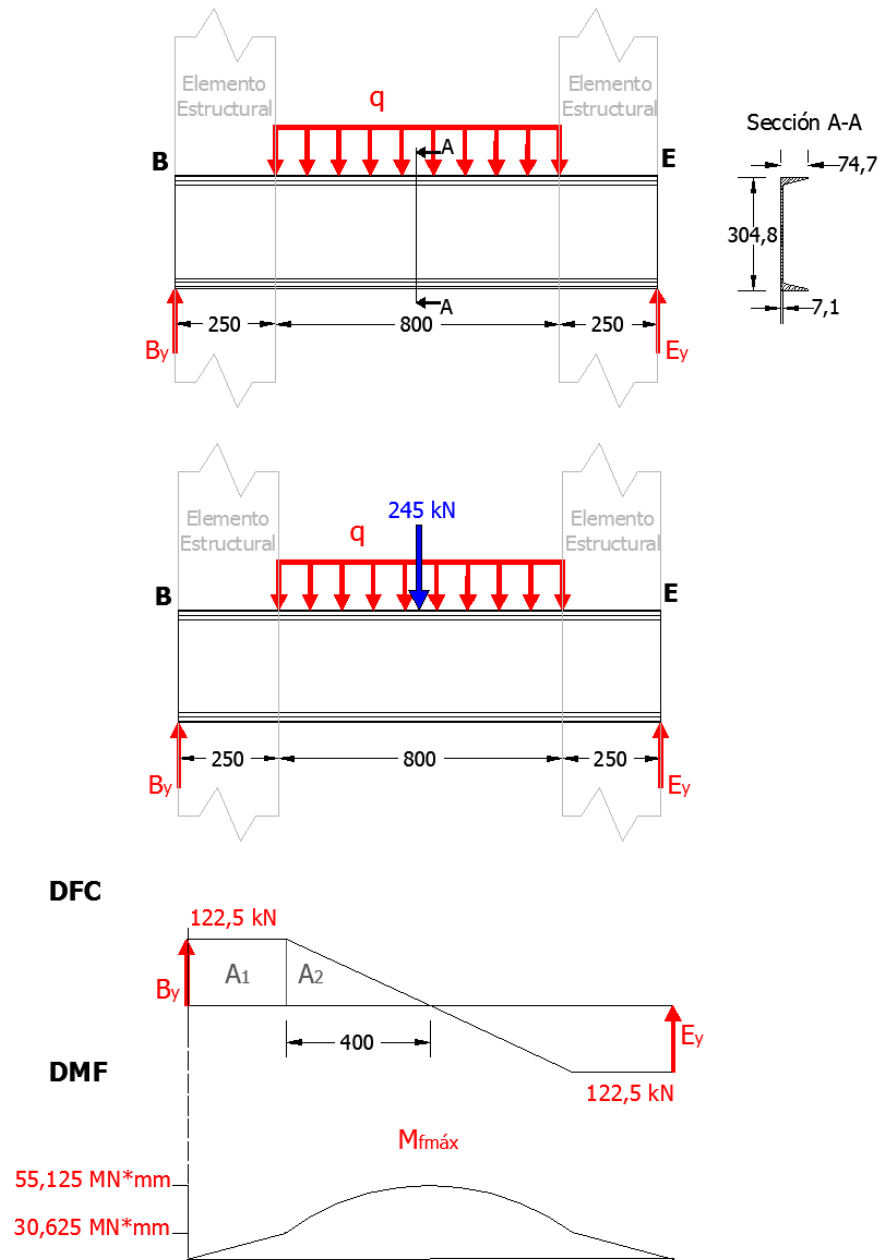


Fuente: los autores

3.1.1. 2 Viga BE: En la sección \overline{BE} , debido a que hay dos perfiles en C, cada uno de éstos va a soportar la mitad de la carga del actuador hidráulico F_a . La fuerza puntual ejercida por el vástago del cilindro hidráulico se transmite a la viga de forma uniformemente distribuida q ; en la figura 16, se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector, con el fin de verificar si el perfil escogido soporta ésta carga.

$$q = \frac{\frac{F_a}{2}}{800\text{mm}} = \frac{\frac{490000\text{N}}{2}}{800\text{mm}} = 306,25 \text{ N/mm}$$

Figura 18. Carga sobre la viga.



Fuente: Los autores.

Para la realización de los diagramas de Fuerza cortante y momento flector de la figura 18, debido a que hay una carga distribuida ($q = 306,25 \text{ N/mm}$) se calcula la fuerza equivalente que va a actuar en los 800 mm (espacio de trabajo), siendo ésta de 245 kN, por lo que se realizan los siguientes cálculos:

$$\sum F_y = 0 : B_y - 245 \text{ kN} + E_y = 0$$

$$\sum M_C = 0 : -245 \text{ kN} * 650 \text{ mm} + B_y * 1300 \text{ mm} = 0$$

$$B_y = 122500 \text{ N}$$

Aplicando el método de las áreas, el momento flector máximo en la viga BE es:

$$M_{f\text{máx}} = A_1 + A_2 \quad (8)$$

$$M_{f\text{máx}} = 250 * B_y + \frac{400 * B_y}{2} = 55,125 \text{ MN} * \text{ mm}$$

El esfuerzo cortante en la sección crítica de la viga BE es cero, por ésta razón de la ecuación 7 se tiene que el esfuerzo flector es:

$$\sigma_{f\text{máx}} = \frac{M_{f\text{máx}} * y}{I_x}$$

$$y = \frac{h}{2} = \frac{304,8 \text{ mm}}{2} = 152,4 \text{ mm}$$

$$I_x = 53320000 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{f\text{máx}} = \frac{M_{f\text{máx}} * y}{I_x} = \frac{(55,125 \text{ MN} * \text{ mm})(152,4 \text{ mm})}{53320000 \text{ mm}^4} = 157,559 \text{ MPa}$$

El factor de la viga se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{f\text{máx}} = \frac{M_{f\text{máx}} * y}{I} < \sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS} \quad (9)$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{f\text{máx}}} = \frac{250 \text{ MPa}}{157,559 \text{ MPa}} = 1,587$$

Cuadro 7. Factores de seguridad

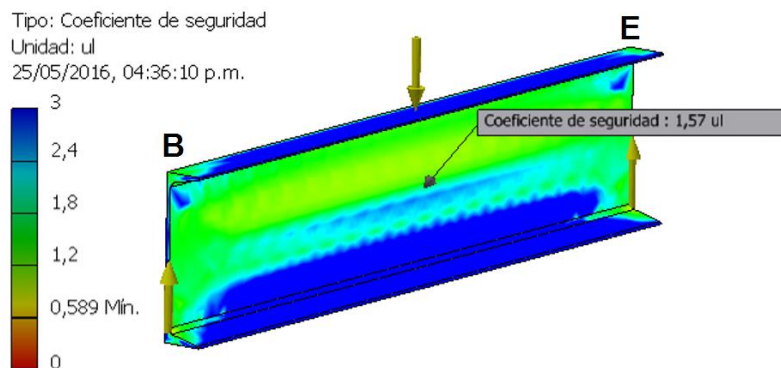
Condiciones de la carga y el material	Factor
Materiales excepcionalmente seguros usados bajo condiciones controladas y sometidos a cargas y esfuerzos que pueden ser obtenidos con exactitud, cuando el poco peso es una condición importante	1.25 a 1.5
Materiales bien conocidos en condiciones ambientales razonables constantes, sometidos a cargas y esfuerzos que pueden ser determinados fácilmente.	1.5 a 2
Materiales no conocidos o no usados previamente, usados en condiciones promedio de ambiente, carga y esfuerzo.	3 a 4
Materiales mejor conocidos pero usados en condiciones inciertas de ambiente, de carga y esfuerzos.	3 a 4

Fuente: Shigley y Mitchell²⁷

Según el cuadro 7, el factor de seguridad calculado se encuentra dentro del rango 1,5 a 2, indicando que el diseño de la viga es satisfactorio, ya que las cargas y los esfuerzos se pueden determinar fácilmente además de conocer las condiciones ambientales en las que se va a ubicar la prensa hidráulica.

Con el fin de verificar el valor del factor de seguridad, se hace uso del software Autodesk Inventor, arrojando los siguientes resultados:

Figura 19. Simulación de perfil en C, software Autodesk Inventor Professional 2016®.

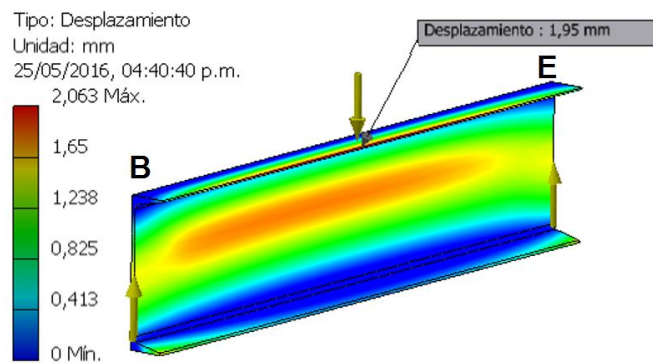


Fuente: los autores.

²⁷ BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p.

Para el diseño de la viga *BE* se debe tener en cuenta que sobre ésta reposa la mesa inferior en la cual sucede la compactación de las losetas, por lo que es de vital importancia que ésta no sufra deflexiones drásticas con el fin de cumplir el rango de tolerancia en el que se encuentra la producción de las mismas.

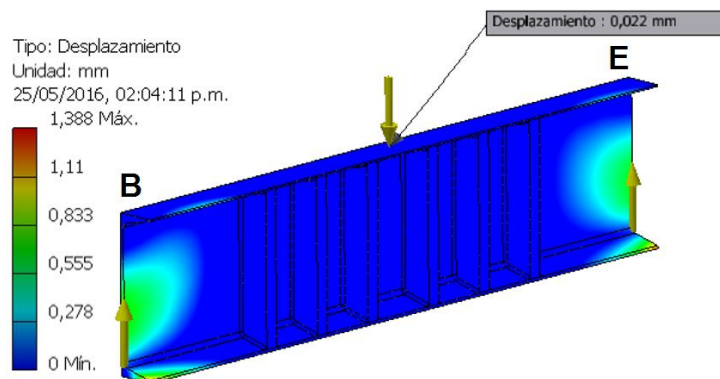
Figura 20. Deflexión en la viga *BE*, software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: los autores.

En la figura anterior se observa que la deflexión es de $1,95\text{ mm}$; al ser el valor calculado muy alto se adicionan a la viga unos atiesadores, generando una disminución significativa del valor del desplazamiento a $0,022\text{ mm}$ (figura 21).

Figura 21. Simulación de deflexión en la viga con atiesadores, software Autodesk Inventor Professional 2016®.

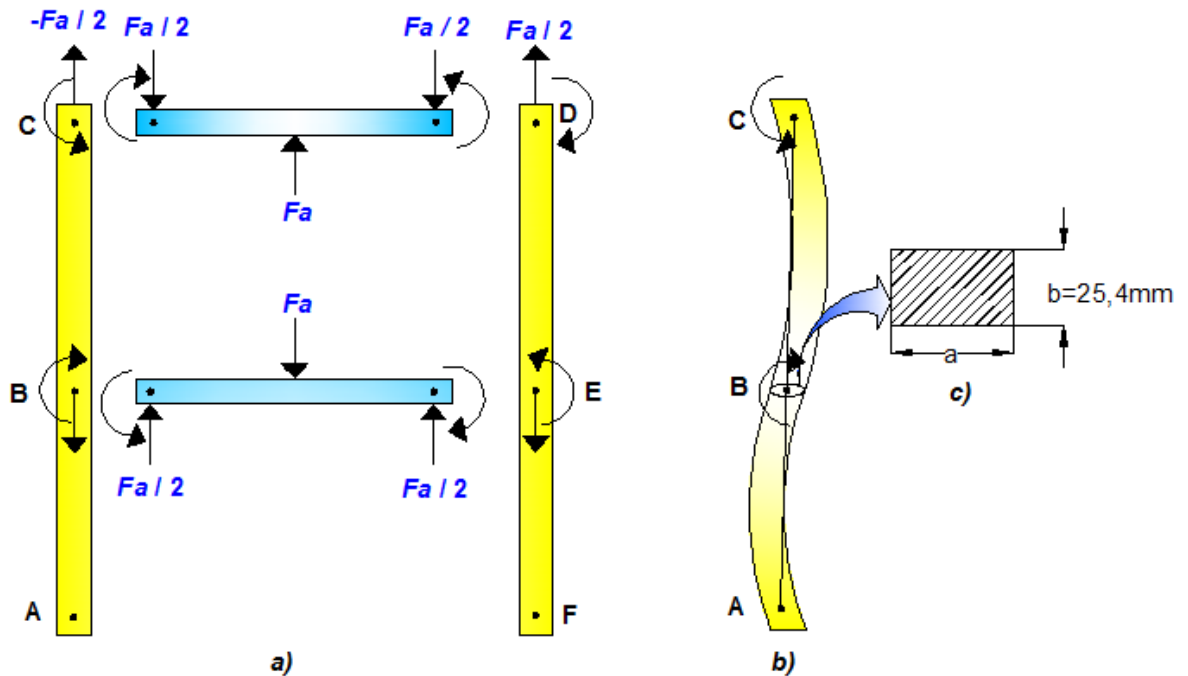


Fuente: los autores

3.1.2 Elemento Estructural

Debido a las cargas de compactación en las vigas, las columnas se encuentran sometidas a tracción y a flexión debido a los momentos flectores causados por la fuerza del actuador hidráulico. De una manera práctica, se va a realizar el diagrama de cuerpo libre de cada sección del pórtico (figura 22), indicando las fuerzas y momentos que actúan sobre éste; es necesario aclarar que sólo se están tomando en cuenta las fuerzas internas, ya que las fuerzas propias, como el peso del actuador hidráulico, el de la estructura, la mesa fija, la mesa móvil, el material a compactar, se tomaran en cuenta más adelante; por ende los momentos que se calculan a continuación son una aproximación.

Figura 22. a) Fuerzas internas en el pórtico. b) Pandeo generado por las fuerzas de flexión en los nudos C y B. c) Sección del área transversal de la columna.



Fuente: los autores.

Las uniones de los elementos estructurales con las vigas (BCD y E), se consideran rígidas. En los nudos B y E, se presentan momentos flectores debido a las fuerzas de compactación de las vigas (B y C), razón por la cual, el elemento estructural va a presentar un comportamiento de pandeo, evidenciado en la figura 22. b.

El nudo que soporta mayor esfuerzo es el nudo B, ya que el momento flector en el nudo C, es opuesto al del nudo B, tratando de flectar la columna hacia el lado indicado (Figura 22.b), y al estar empotrado el nudo A, va a generar un momento que con el momento del nudo B, se va a flectar la columna hacia el lado opuesto. Siendo el nudo B el punto donde cambia drásticamente de sentido el pandeo de la columna, el diseño se centrará con el punto crítico de la pieza (Nudo B), dimensionando el área de la sección transversal (figura 22. c) y el momento de inercia de la columna.

3.1.2.1 Diseño y cálculo del Elemento Estructural:

El elemento estructural está sometido a tres cargas: flexión, tracción y compresión; esta última es debida al peso de la estructura, sin embargo es muy pequeña en comparación con las fuerzas de tracción y flexión, por consiguiente se despreciará su efecto en el comportamiento del elemento estructural.

Las consideraciones a tener en cuenta para el diseño de ésta son:

- El material a utilizar es Acero ASTM A572 gr 50 con un esfuerzo a la cedencia de 345 N/mm^2 ($S_y = 345 \text{ N/mm}^2$).²⁸
- El ancho del elemento estructural es de $25,4 \text{ mm}$ ($b = 25,4 \text{ mm}$).
- Siendo el pórtico una estructura estática, la sumatoria de sus momentos en cada nudo debe ser cero, por éste motivo, el momento flector tanto de la viga como el de la columna en el nudo B tienen la misma magnitud con sentido opuesto.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_a}{A} + \frac{M_{flector\ B} * \frac{a}{2}}{I} < \sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS} \quad (10)$$

Se realizará el diseño del elemento estructural con un factor de seguridad de 1,5.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{122500N}{a * 25,4} + \frac{55125000N * mm * \frac{a}{2}}{\frac{25,4 * a^3}{12}} = \frac{345 N * mm^2}{1,5}$$

$$\frac{4822,835}{a} + \frac{13021653,54}{a^2} = 230$$

²⁸ Aceros Otero. http://www.acerosotero.cl/planchas_acero_carbono_astm_a572_gr50.html

Resolviendo la ecuación, el espesor (a) del elemento estructural es:

$$a = 250 \text{ mm}$$

3.1.2.2 Análisis de pandeo del elemento estructural:

Para calcular la deflexión en la sección \overline{AB} se utiliza la siguiente ecuación²⁹.

$$\delta = \frac{M_B}{6 * EI} \left[\left(6 * a - \frac{3 * a^2}{L} - 2L \right) x - \frac{x^3}{L} \right] \quad (11)$$

Donde:

δ : Deflexión en mm .

a : Distancia \overline{AB} del elemento estructural.

x : Distancia a evaluar la deflexión.

E : Módulo de elasticidad del acero.

L : Longitud \overline{AC} del elemento estructural

De la ecuación 11 se tiene que la deflexión a una distancia $x = 450mm$ es

$$\delta = \frac{55125000Nmm}{6 * 210000MPa * 53320000mm^4} \left[\left(6 * 900mm - \frac{3 * 900mm^2}{2150mm} - 2 * 2150mm \right) 450mm - \frac{450mm^3}{2150mm} \right]$$

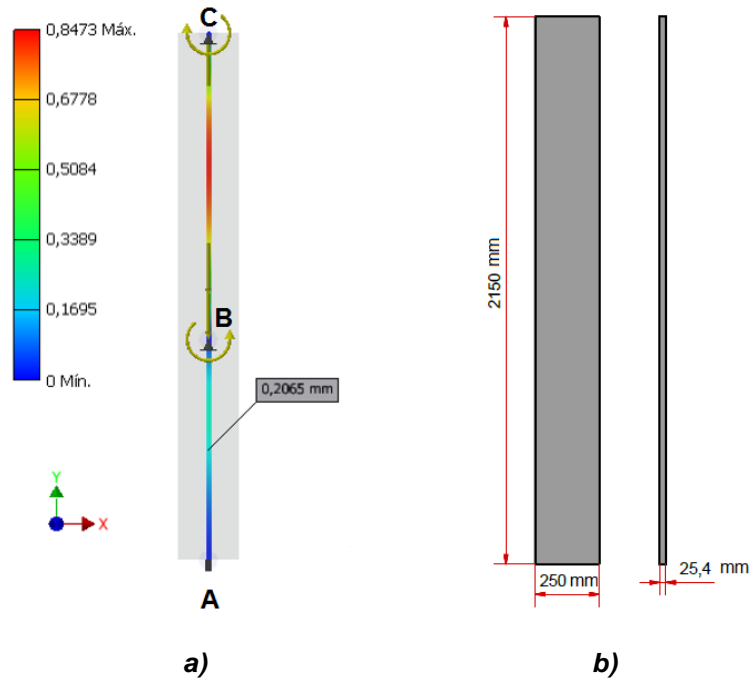
$$\delta = 0,046mm$$

²⁹ MOTT, Robert. Resistencia de materiales. 5 ed. México: Prentice Hall Hispanoamericana, 2009. 735-736 p.

De acuerdo al software la deflexión a una distancia $x = 450\text{ mm}$ es de $0,2065\text{ mm}$.

Figura 23. a) Desplazamiento del elemento estructural a una distancia de 450 mm , software Autodesk Inventor Professional 2016®. b) Dimensiones del elemento estructural.

Tipo: Desplazamiento
Unidades: mm
26/05/2016, 11:19:31 a.m.



Fuente: los autores.

Según la figura 23, se puede concluir que el elemento estructural no va a sufrir por pandeo ya que los desplazamientos que este presenta son despreciables.

En el cuadro 8 se indican las dimensiones finales del elemento estructural diseñado.

Cuadro 8. Dimensiones del elemento estructural

Dimensiones	a mm	b mm	Área mm^2	$I_{E.Estructural}$ mm^4
	250	25,4	6350	33072916,67

3.1.3 Determinación de los momentos en el pórtico

En el estudio de las estructuras hiperestáticas (estructura en equilibrio en donde las ecuaciones de la estática resultan insuficientes para determinar todas las fuerzas internas o reacciones), se debe recurrir al estudio de las deformaciones de los elementos para poder llegar a conocer las tensiones que lo solicitan. A partir de dichas deformaciones, se llegan a establecer sistemas de análisis como es el caso de los Teoremas de Clapeyron (relación deducida de la teoría de flexión de vigas y usada en análisis estructural para resolver ciertos problemas de flexión hiperestática, demostrado por Émile Clapeyron), éste método nos permite determinar el valor de los momentos en los nudos o apoyos de vigas empotradas, continuas y pórticos rígidos; para ésto, es necesario establecer en cada nodo, una ecuación por cada momento desconocido.³⁰

En éste caso, se necesita calcular los momentos en cada nudo de la figura 22.a, la cual tiene una incógnita en los nudos A, F, C y D, tres incógnitas en los nodos B y F, siendo en total de 10 incógnitas. Al aplicar el método de Clapeyron resulta poco apropiado por la gran cantidad de incógnitas, por lo que es indispensable la aplicación de una herramienta que facilite su solución; por ejemplo en éste caso el método de Cross puede ser aplicado en el pórtico de la prensa hidráulica que se desea diseñar.

El método de Cross permite calcular los momentos flectores en los nudos de las estructuras porticadas por un procedimiento de iteración, cuya exactitud crece progresivamente hasta el límite que se desee. La idea fundamental de éste método la publicó Cross en la revista Transaction of the American Society of Civil Engineers, Tomo 96 (1932)³¹

En principio se distinguen dos casos fundamentales:

Primer caso: Los nudos pueden girar pero no desplazarse.

Esto ocurre en las estructuras porticadas de varios pisos cuyos dinteles se apoyan horizontalmente, mediante forjados o arriestamientos rígidos.

Segundo caso: Los nudos además de girar pueden también desplazarse

En este caso existen cargas auxiliares lo que hace que éste procedimiento sea un poco más largo que el anterior.

³⁰ PRENZLOW, C. Cálculo de estructuras por el método de cross: vigas continuas, pórticos, líneas de influencia, aplicación a emparrillados de vigas, placas y estructuras porticadas especiales; influencia de los acartelamientos. 3 ed. Barcelona [España]: Gustavo Gili, 1977. 14 p.

³¹ PRENZLOW, C. Cálculo de estructuras por el método de cross: vigas continuas, pórticos, líneas de influencia, aplicación a emparrillados de vigas, placas y estructuras porticadas especiales; influencia de los acartelamientos. 3 ed. Barcelona [España]: Gustavo Gili, 1977. 5-6 p.

Además, una condición especial que deben cumplir las vigas que componen la estructura porticada, los momentos de inercia de ésta tienen que ser constantes, es decir que la viga tiene el mismo área de sección transversal.

Según lo anterior se aplicará el método de Cross para determinar los momentos en los nudos del pórtico

3.1.3.1 Cálculo por el Método de Cross:

Las vigas y columnas tienen la propiedad de la rigidez (ecuación 12), puesto que una barra resulta tanto menos flexible cuanto mayor sea su momento de inercia, y tanto más flexible cuanto mayor sea su longitud, estos valores se designarán por:

$$K = \frac{I}{L} \quad (12)$$

Dónde:

K : Rigidez flexional

Cuadro 9. Valores para el cálculo de la rigidez de los segmentos de los pórticos

Segmentos	Momentos de Inercia mm^4	Longitud mm	$K \text{ } mm^3$
$\overline{AB} = \overline{EF}$	33072916,67	900	36747,68
$\overline{BC} = \overline{DE}$	33072916,67	1250	26458,33
$\overline{CD} = \overline{BE}$	53320000	1300	41015,385

Puesto que los valores numéricos de los coeficientes k son frecuentemente incómodos para el cálculo, se dividen por un k_m que se refiere al valor k mayor de los segmentos.

$$K_m = K_{CD} = 41015,385 \text{ } mm^3$$

Representando ahora $\frac{k}{k_m}$ como la rigidez relativa respecto al elemento de mayor rigidez en la estructura, se designan por:

$$K' = \frac{K}{K_m} \quad (13)$$

Dónde:

K' : Rigidez

K_m : Rigidez mayor

Cuadro 10. Rigideces relativas

Rigideces Relativas	
K'_{AB}	0,896
K'_{BC}	0,645
K'_{CD}	1

Por simetría $K'_{AB} = K'_{EF}$, $K'_{BC} = K'_{DE}$ y $K'_{CD} = K'_{BE}$. Estos valores se representan en la figura 22, encerrados en círculos abajo de cada uno de los segmentos.

El valor de $\frac{K'}{\sum K'}$ se puede denominar como el coeficiente de distribución, los cuales indican el porcentaje de carga que absorbe cada viga, siendo importantes para el cálculo de momentos.

$$V = \frac{K'}{\sum K'} \quad (14)$$

Donde:

V : Coeficiente de distribución.

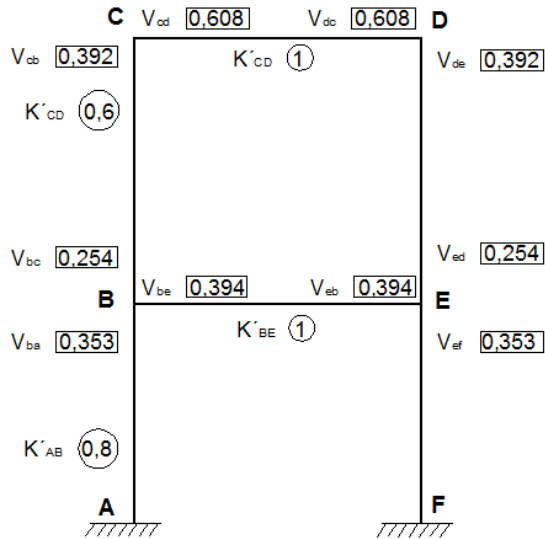
Por lo que:

Cuadro 11. Coeficientes de distribución

		B	C
Coeficiente de distribución	de	$V_{ba} = 0,353$	$V_{cb} = 0,392$
		$V_{bc} = 0,254$	$V_{cd} = 0,608$
		$V_{be} = 0,394$	

En la figura 24, se observan los valores de los coeficientes de distribución en cada uno de los nodos mediante rectángulos, en donde por simetría el nodo E tiene los mismos valores de coeficiente de distribución del nodo B y en el nodo D los mismos al nodo C.

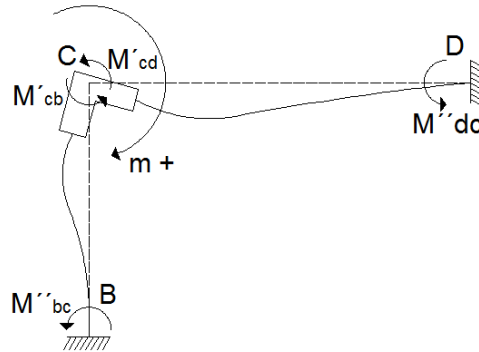
Figura 24. Pórtico con los valores de rigidez y sus coeficientes.



Fuente: los autores.

En el pórtico los nudos son indesplazables; al centrarse en el nudo C y aplicando un momento exterior m ; las barras que son originarias de éste nudo pueden considerarse como fijamente empotradas por sus otros extremos. El objetivo es saber cómo se distribuye el momento m entre las distintas barras y puntos de empotramiento.

Figura 25. Comportamiento de las vigas CD y CB aplicando un momento exterior al Nudo.



Fuente: los autores.

Como se puede observar en la figura 25 el momento externo m positivo, genera un momento de distribución M' y un momento transmitido M'' a las barras con las que está agrupado; su signo siempre es contrario al momento externo. Éstos se calculan de la siguiente forma:

$$M' = - m * V \quad (15)$$

$$M'' = \frac{1}{2} M' \quad (16)$$

Dónde:

M' : Momento de distribución

M'' : Momento transmitido

Con lo anterior se iniciará a componer el diagrama de Cross.

NUDO B:

-Rigidez flexional:

$$K = \frac{I_{columna}}{L}$$

$$K_{AB} = \frac{33072916,67 \text{ mm}^4}{900 \text{ mm}} = 36747,68 \text{ mm}^3$$

En el cuadro 9 (Valores para el cálculo de la rigidez de los segmentos de los pórticos) visto anteriormente, se observan los valores de la rigidez flexionante para cada nudo. La rigidez mayor K_m es la del segmento \overline{CD} , $K_{CD} = 41015,385 \text{ mm}^3$, por lo que:

$$K'_{AB} = \frac{K_{AB}}{K_m} = \frac{36747,68}{41015,385} = 0,896$$

Según la figura 24 (Pórtico con los valores de rigidez y sus coeficientes) vista anteriormente, el punto crítico es el nodo B, por lo que la sumatoria de la rigidez relativa (valores que están dentro del círculo en la figura 24) en los segmentos \overline{BA} , \overline{BC} y \overline{BE} , son:

$$\sum K'_B = 0,896 + 0,645 + 1 = 2,541$$

Los coeficientes de distribución para el nodo B son:

$$V_{ba} = \frac{K'_{AB}}{\sum K'_B} = \frac{0,896}{2,541} = 0,353$$

$$V_{bc} = \frac{0,645}{2,541} = 0,254$$

$$V_{be} = \frac{1}{2,541} = 0,394$$

La sumatoria de los valores de la rigidez flexionante, con respecto al nudo C es:

$$\sum K'_C = 0,645 + 1 = 1,645$$

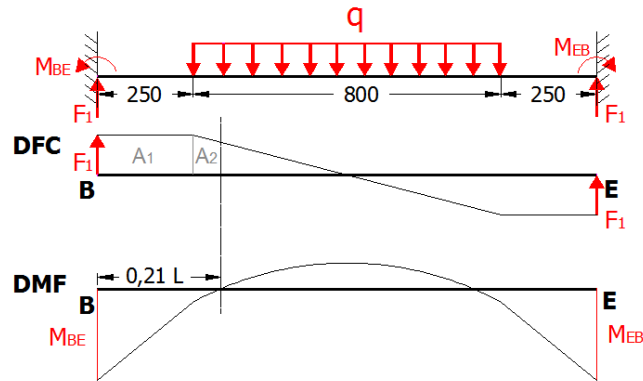
Los coeficientes de distribución para el nodo C son:

$$V_{cb} = \frac{K'_{BC}}{\sum K'_C} = \frac{0,645}{1,645} = 0,392$$

$$V_{cd} = \frac{1}{1,645} = 0,608$$

A continuación se calculan los momentos de empotramiento de las barras que están conectadas al nudo B

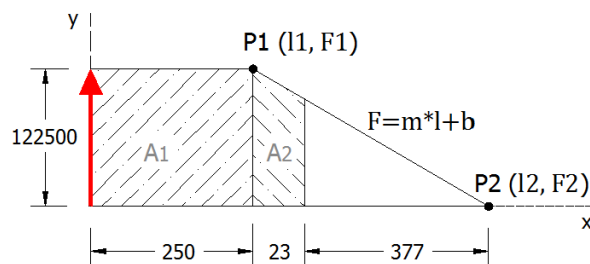
Figura 26. Momento de empotramiento en la Viga *BE*



Fuente: los autores.

El momento de empotramiento M_{BE}' de la anterior figura es la suma de las dos áreas del diagrama de fuerza cortante, la curva representativa del momento flector se intercepta con el origen a una distancia de $0,21L$. Ahora es necesario determinar los puntos P_1 y P_2 de la figura 27 para determinar el área 2, de la siguiente manera:

Figura 27. Parte del diagrama de fuerza cortante indicando las Medidas características.



Fuente: los autores

Dónde:

P_1 : Coordenadas del punto P_1 (250mm , 122500N)

P_2 : Coordenadas del punto P_2 (650mm , 0N)

La ecuación general de la recta es:

$$F = (m * l) + b \quad (17)$$

Donde

m : Pendiente de la recta

b : Punto de intercepción con el eje y

La pendiente de esta recta es

$$m = \frac{F_2 - F_1}{l_2 - l_1} = \frac{0N - 122500N}{650mm - 250mm} = -306,25 \frac{N}{mm}$$

La variable b de la ecuación 17 es:

$$122500N = -306,25 \frac{N}{mm} * 250mm + b$$

$$b = 199062,5N$$

Reemplazando los valores calculados en la ecuación 17 se obtiene:

$$F = -306,25 \frac{N}{mm} * l + 199062,5N$$

De la figura 24, la fuerza F a una distancia de $273mm$ es

$$F = -306,25 \frac{N}{mm} * 273mm + 199062,5N$$

$$F = 115456,25 N$$

A continuación se determinaran las áreas de interés:

$$A_1 = 250 * 122500 = 30625000N * mm$$

$$A_2 = (23 * 115456,25) + \left(\frac{7043,75 * 23}{2} \right) = 2736496,875 N * mm$$

El momento flector M_{BE} es

$$M_{BE}' = A_1 + A_2 = 30625000 + 2736496,875$$

$$M_{BE}' = 33361496,88 N * mm$$

Este es el momento que le imprime cada viga al nudo B; como hay dos vigas dispuestas en tándem este momento se multiplica por dos quedando:

$$M_{BE} = 33361496,88 * 2 = 66722993,75 N * mm = 6,808 ton * m$$

$$M_{BA}^E = 0 \quad M_{BC}^E = 0$$

El momento externo es la diferencia entre los momentos de empotramiento que actúan en el nudo B, por lo que:

$$m = M_{BE}^E + M_{BA}^E + M_{BC}^E = 6,808 + 0 + 0$$

$$m = 6,808 tonf * m$$

Los momentos de distribución y de transmisión son:

$$M'_{BE} = -m * V_{be} = -6,808 tonf * m * 0,394 = -2,682 tonf * m$$

$$M'_{BA} = -m * V_{ba} = -6,808 tonf * m * 0,353 = -2,403 tonf * m$$

$$M'_{BC} = -m * V_{bc} = -6,808 tonf * m * 0,254 = -1,729 tonf * m$$

$$M''_{eb} = \frac{M'_{BE}}{2} = \frac{-2,682 tonf * m}{2} = -1,341 tonf * m$$

$$M''_{ab} = \frac{M'_{BA}}{2} = \frac{-2,403 tonf * m}{2} = -1,202 tonf * m$$

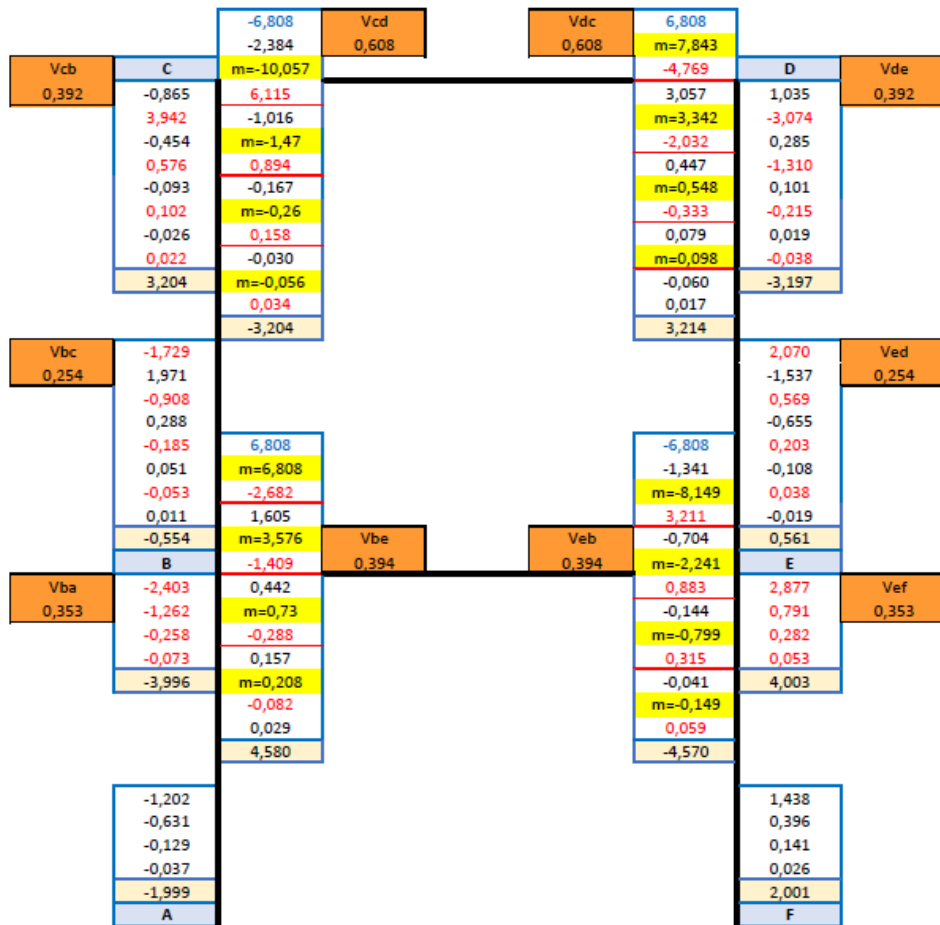
$$M''_{cb} = \frac{M'_{BC}}{2} = \frac{-1,729 tonf * m}{2} = -0,865 tonf * m$$

Los anteriores cálculos se realizan de forma iterativa teniendo en cuenta el siguiente orden:

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

A partir de estos valores calculados, se arma el diagrama de Cross, mostrado en la figura 28.

Figura 28. Diagrama de momentos en el pórtico en unidades de $\text{tonf} * m$, aplicando el método de Cross



Fuente: los autores

En el nudo *B* de la figura 28, se inicia colocando los coeficientes de distribución hallados, luego se ingresa el momento de empotramiento 6,808 (color azul), y una fila debajo de éste se coloca el momento externo 6,808 (sombreado-amarillo), luego

se colocan los momentos de distribución (color rojo) seguidos de los momentos de empotramiento (color negro). A continuación se repite el mismo proceso para cada uno de los nudos, siendo conveniente seguir el orden mencionado anteriormente, con el fin de que los momentos de distribución y de transmisión converjan a cero.

Luego de que converjan los valores se procede a realizar una sumatoria para encontrar los momentos que actúan en cada nudo, por lo que los momentos BD , BA y BC , se calculan de la siguiente manera:

$$\sum M_{BE} = 6,808 - 2,682 + 1,605 - 1,409 + 0,442 - 0,2884 + 0,157 - 0,082 + 0,029 = 4,58 \text{ tonf} * m$$

$$\sum M_{BC} = -1,729 + 1,971 - 0,908 + 0,288 - 0,185 + 0,051 - 0,053 + 0,011 = -0,554 \text{ tonf} * m$$

$$\sum M_{BA} = -2,403 - 1,262 - 0,258 - 0,073 = -3,996 \text{ tonf} * m$$

Estos valores se ingresan en el diagrama (sombreado rosado), de igual forma se calculan los momentos restantes. Para llegar a unos datos más exactos se promedian los momentos hallados en todos los nudos de la siguiente forma:

$$\text{SEGMENTO } \overline{AB} \text{ y } \overline{FE} \quad \frac{1,999 + 2,001}{2} = 2 \text{ tonf} * m = 19,6 \text{ kN} * m$$

$$\text{SEGMENTO } \overline{BA} \text{ y } \overline{EF} \quad \frac{3,996 + 4,003}{2} = 4 \text{ tonf} * m = 39,2 \text{ kN} * m$$

$$\text{SEGMENTO } \overline{BE} \text{ y } \overline{EB} \quad \frac{4,58 + 4,57}{2} = 4,575 \text{ tonf} * m = 44,83 \text{ kN} * m$$

$$\text{SEGMENTO } \overline{BC} \text{ y } \overline{ED} \quad \frac{0,554 + 0,561}{2} = 0,567 \text{ tonf} * m = 5,56 \text{ kN} * m$$

$$\text{SEGMENTO } \overline{CB} \text{ y } \overline{DB} \quad \frac{3,204 + 3,197}{2} = 3,205 \text{ tonf} * m = 31,41 \text{ kN} * m$$

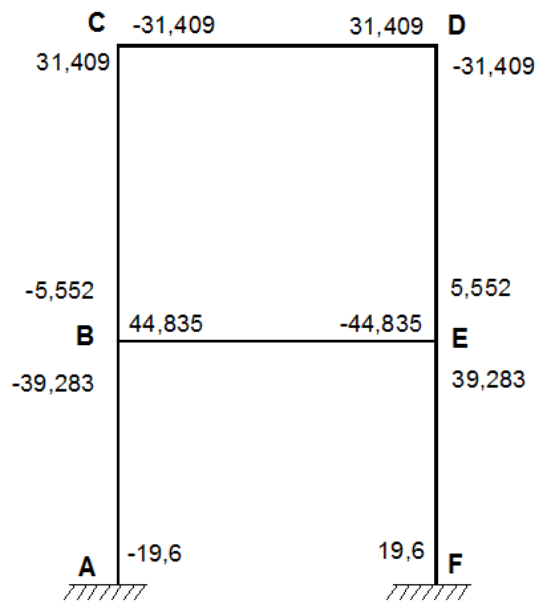
$$\text{SEGMENTO } \overline{CD} \text{ y } \overline{DC} \quad \frac{3,204 + 3,214}{2} = 3,205 \text{ tonf} * m = 31,41 \text{ kN} * m$$

Con el fin de que los valores obtenidos sean más precisos, los momentos en cada uno de los nudos se promedian, obteniendo los siguientes valores, los cuales serán utilizados para hallar las reacciones en cada uno de los nudos.

Cuadro 12. Momentos finales en cada uno de los segmentos.

<i>SEGMENTO</i>	<i>MOMENTO kN * m</i>
$\overline{AB} = \overline{FE}$	19,6
$\overline{BA} = \overline{EF}$	39,28
$\overline{BC} = \overline{ED}$	5,55
$\overline{BE} = \overline{EB}$	44,835
$\overline{CB} = \overline{DE}$	31,409
$\overline{CD} = \overline{DC}$	31,409

Figura 29. Esquema de resultados de momento en el pórtico de la estructura, unidades en $kN * m$.



Fuente: los autores.

Para verificar que la estructura esté estáticamente determinada, se debe cumplir que en cada nudo la sumatoria de momentos sea igual a cero, como se puede ver en la figura 29.

$$\sum M_B = 0: -39,283 - 5,552 + 44,835 = 0$$

A menudo 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 indispensable para el cálculo de reacciones en cada uno de los puntos.

3.1.3.2 Determinación del peso del pórtico:

Antes de calcular las reacciones del pórtico, se va a determinar el peso de éste, ya que éste genera la compresión en el elemento estructural, diseñado anteriormente.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (18)$$

Dónde:

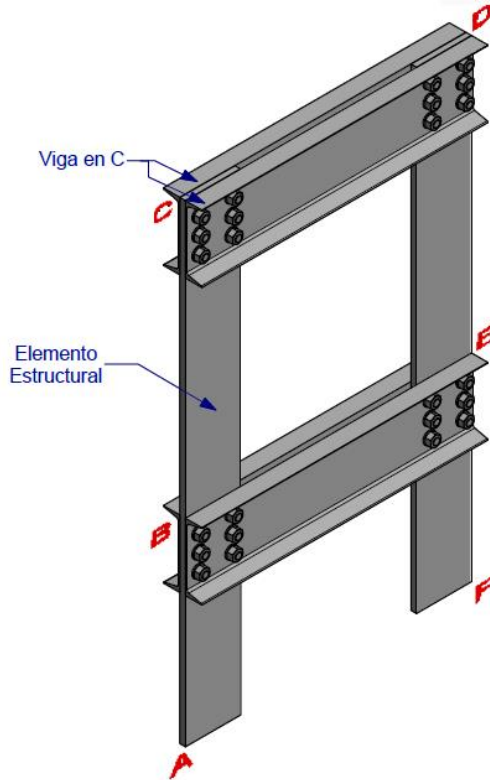
ρ : Densidad del acero

m : Masa del pórtico

V : Volumen del pórtico

$$\rho_{acero} = 7850 \frac{kg}{m^3}$$

Figura 30.Partes del pórtico



Fuente: Los autores

En la figura 30, se observan los elementos que contiene un pórtico (4 vigas en C y 2 elementos estructurales), por lo que se quiere calcular el peso de cada pórtico.

Según el cuadro 6, el peso de la viga es de $30,8 \text{ kg/m}$; aplicando la fórmula de densidad, el volumen de cada viga en C es:

$$V_{viga} = \frac{m}{\delta} = \frac{30,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 1,3 \text{ m}}{7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,0051 \text{ m}^3$$

$$V_{E.Estructural} = 25,4 \text{ mm} * 250 \text{ mm} * 2150 \text{ mm} = 0,0137 \text{ m}^3$$

$$V_{pórtico} = 4 V_{viga} + 2 V_{E.Estructural}$$

$$V_{pórtico} = 4(0,0051 \text{ m}^3) + 2(0,0137 \text{ m}^3)$$

$$V_{pórtico} = 0,0478 \text{ m}^3$$

El peso del pórtico es:

$$W = 374,491 \text{ kgf} = 3670 \text{ N}$$

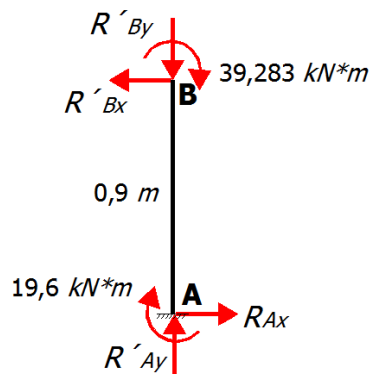
Cada elemento estructural, siente la mitad de la fuerza calculada anteriormente (1835,32 N).

3.1.3.3 Reacciones en el pórtico

Teniendo los momentos que actúan en cada nudo del pórtico, se puede determinar las reacciones por medio de la primera ley de Newton; para tener un análisis más claro, se harán los diagramas de cuerpo libre (DCL) de cada sección.

- **Segmento \overline{AB} :**

Figura 31. DCL barra AB



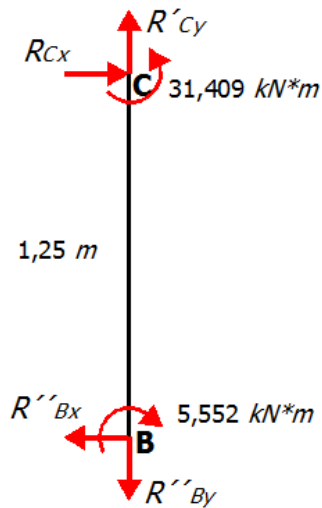
$$\sum M_{AB} = 0 : 0,9 * R_{Ax} - 39,283 - 19,6$$

$$R_{Ax} = R'_{Bx} \frac{39,283 + 19,6}{0,9} = 65,426 \text{ kN}$$

$$R_{Ay} = R'_{By} = 1,835 \text{ kN}$$

- Segmento \overline{BC} :

Figura 32. DCL barra BC



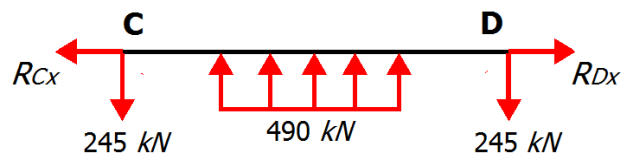
$$\sum M_C = 0 = 31,409 - 5,552 - 1,25 * R''_{Bx}$$

$$R''_{Bx} = R_{Cx} = 20,686 \text{ kN}$$

$$R''_{By} = R_{Cy} = 245 \text{ kN}$$

- Segmento \overline{CD} :

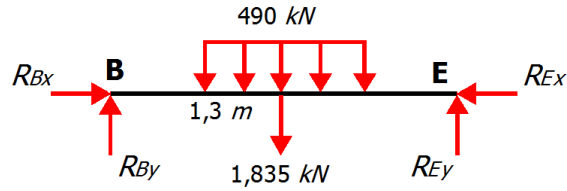
Figura 33. DCL barra CD



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

- Segmento \overline{BE} :

Figura 34. DCL barra BE



$$R_{Ex} = R_{Bx} = R'_{Bx} + R''_{Bx}$$

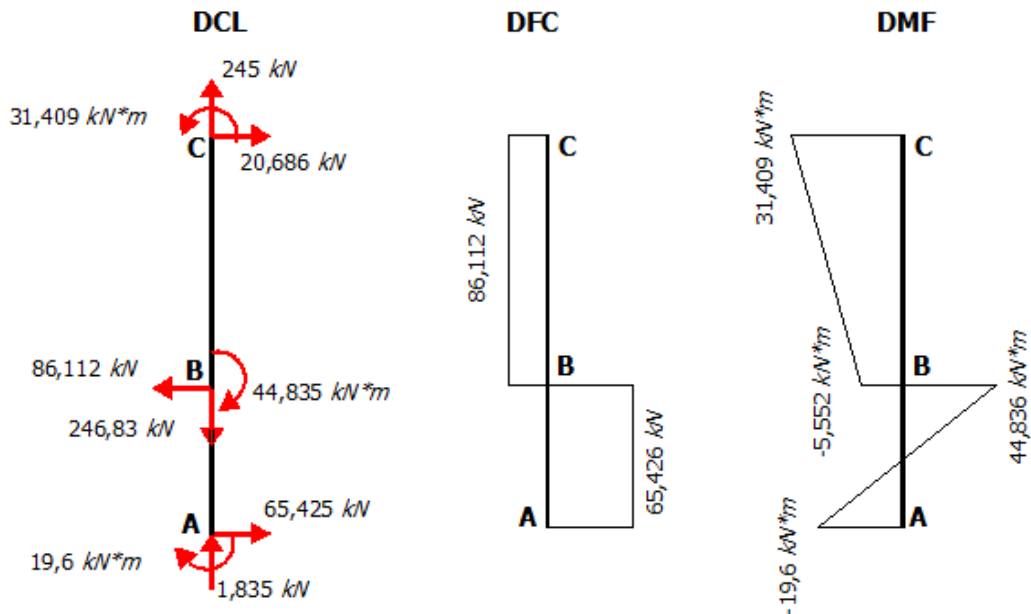
$$R_{Ex} = 65,426 + 20,686 = 86,112 \text{ kN}$$

$$R_{By} = R'_{By} + R''_{By} = 1,835 + 245 = 246,835 \text{ kN}$$

Con lo anterior se finaliza el cálculo de las fuerzas internas de la estructura y se realizan para la viga y las columnas los diagramas de cuerpo libre, cortante y el diagrama de momento flector.

En el elemento estructural:

Figura 35. Diagramas de la barra ABC

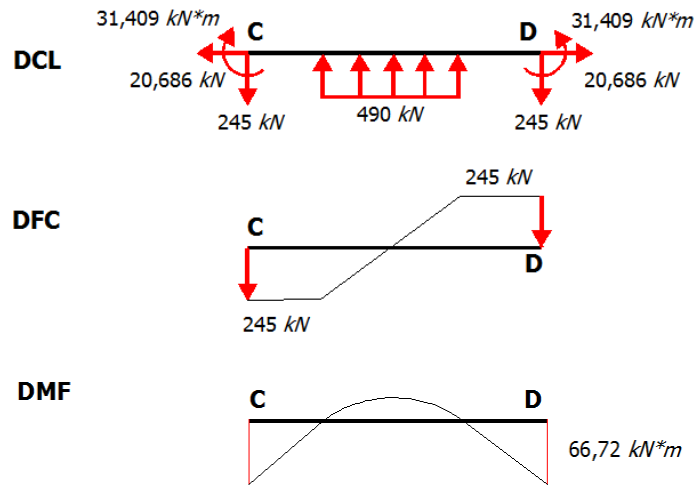


Fuente: Los autores

En las vigas:

- **Viga CD**

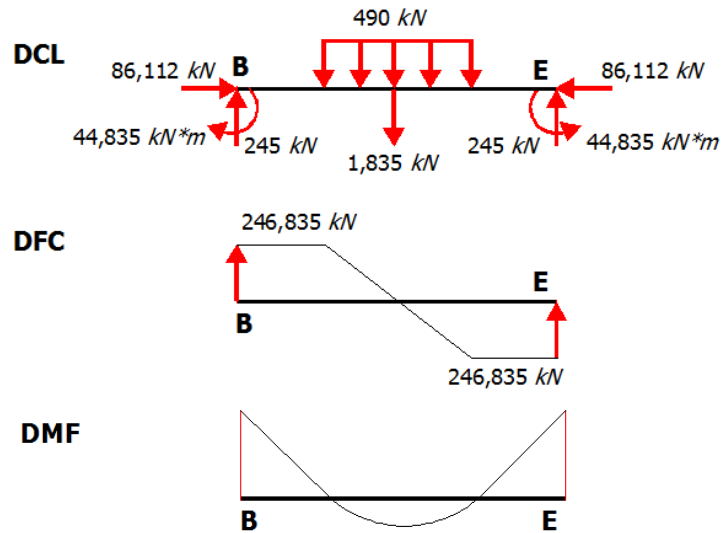
Figura 36. Diagramas de la viga CD.



Fuente: Los autores

- **Viga BE**

Figura 37. Diagrama viga BE.



Fuente: Los autores

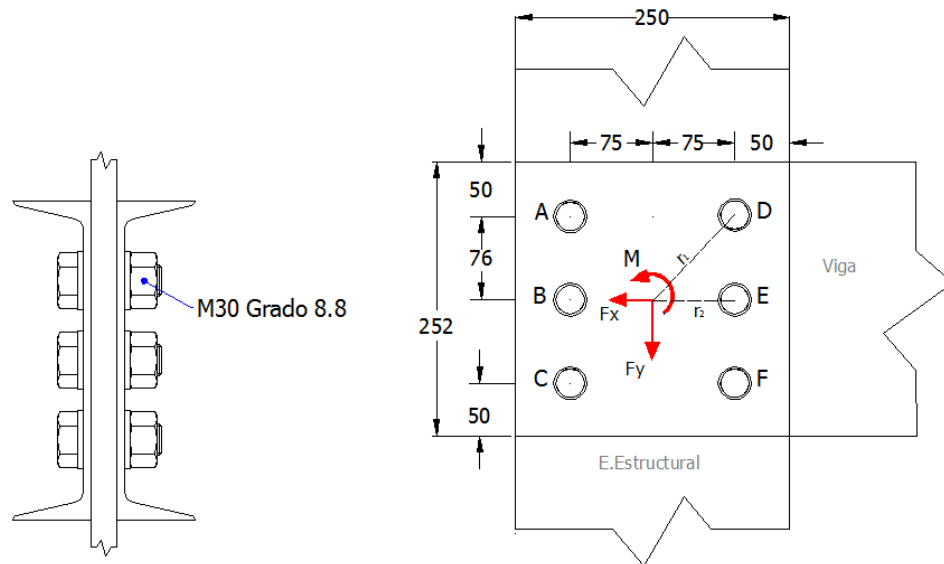
De ésta manera, quedan calculados los momentos y las reacciones que actúan en la estructura. A continuación se determina la unión entre el elemento estructural y la viga.

3.1.4 Unión pernada

El diseño de la unión pernada es muy importante, ya que los pernos son los encargados de unir las vigas con los elementos estructurales y además tienen que soportar las elevadas cargas que se manejan en el proceso de compactación.

En el presente caso, los pernos están sometidos a una carga cortante (figura 38), por lo que es necesario evitar todas las fallas que puedan llegar a ocurrir por cortante.

Figura 38. Unión entre vigas y elemento estructural con las distancias (en *mm*) a las que se van a ubicar los pernos.



Fuente: los autores.

La carga cortante se produce debido a las fuerzas F_x , F_y y al momento M que intervienen en el pórtico. Según Shigley³², para el análisis de una unión a cortante, es importante la ubicación del centro del movimiento relativo de los elementos a

³² BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p

unir, ya que en éste punto se concentran las fuerzas y el momento que genera la carga excéntrica. La carga total tomada por cada perno, se calculará en tres pasos.

En el primer paso, el cortante F_x y F_y se dividen igualmente entre el número de pernos, presentándose en cada uno de éstos las cargas mostradas en la figura 39, aplicando la siguiente ecuación:

$$F'_x = \frac{F_x}{n} \text{ y } F'_y = \frac{F_y}{n} \quad (19)$$

Dónde:

n : Número de pernos

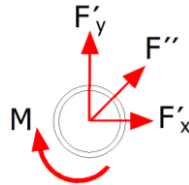
F_x : Fuerza normal ($F_x = 86,112 \text{ kN}$)

F_y : Fuerza cortante ($F_y = 246,835 \text{ kN}$)

F'_x : Cortante primario debido a la fuerza F_x

F'_y : Cortante primario debido a la fuerza F'_y

Figura 39. Fuerzas que actúan en cada uno de los pernos



Fuente: los autores

El segundo paso que presenta el libro indica que la carga del momento o cortante secundario, se define como la carga adicional en cada perno debido al momento M . Si r_1 y r_2 , son las distancias radiales desde el centroide hasta el centro de cada perno, el momento y la carga del momento están relacionadas de la siguiente manera:

$$M = F''_A * r_1 + F''_B * r_2 + F''_C * r_1 + F''_D * r_2 + F''_E * r_1 + F''_F * r_1 \quad (20)$$

Donde:

M : Momento en el nudo B ($M_{m\acute{a}x}$ en el elemento estructural)

Donde las F'' , representan las cargas del momento. La fuerza que soporta cada perno depende de su distancia radial desde el centroide; es decir, el perno, más alejado del centroide asume mayor carga, en tanto que el más cercano toma la menor. Por ende se puede escribir:

$$\frac{F''_A}{r_1} = \frac{F''_C}{r_1} = \frac{F''_D}{r_1} = \frac{F''_F}{r_1} \quad (21)$$

$$\frac{F''_B}{r_2} = \frac{F''_E}{r_2} \quad (22)$$

Teniendo en cuenta que los radios de los pernos son iguales y resolviendo las ecuaciones 20,21 y 22 se obtiene:

$$F''_n = \frac{M * r_n}{4 r_1^2 + 2r_2^2}$$

En la anterior ecuación, el subíndice n , se refiere al perno particular cuya carga se va a determinar. En el tercer paso, las cargas directas y del momento se suman en forma vectorial para obtener la fuerza resultante en cada perno, como los pernos son del mismo diámetro, solo es necesario considerar el perno que tiene la mayor carga³³.

Para el diseño de la unión pernada, se consideran 6 pernos M30 grado 8.8. Aplicando las anteriores ecuaciones, el cálculo de las fuerzas en cada uno de los pernos es:

$$F'_y = \frac{246,835 \text{ kN}}{6} = 41139 \text{ N}$$

$$F'_x = \frac{86,112 \text{ kN}}{6} = 14352 \text{ N}$$

³³ BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p.

$$r_1 = 106,775 \text{ mm} = 0,107 \text{ m}$$

$$r_2 = 75 \text{ mm} = 0,075 \text{ m}$$

Las cargas debidas a los momentos son:

$$F''_A = \frac{44835 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0,107 \text{ m}}{4 \cdot 0,107^2 + 2 \cdot 0,075^2} = 84096,08 \text{ N}$$

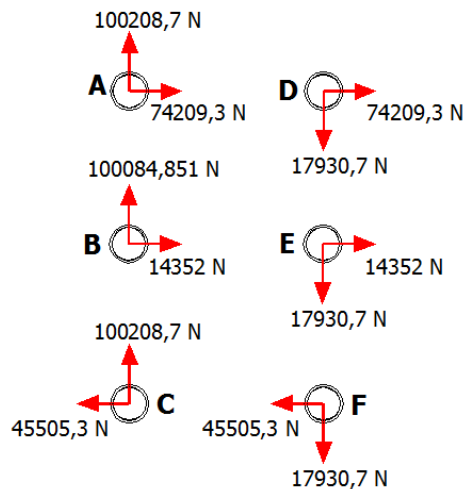
$$F''_A = F''_C = F''_D = F''_F$$

$$F''_B = \frac{44835 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0,075 \text{ m}}{4 \cdot 0,107^2 + 2 \cdot 0,075^2} = 58945,851 \text{ N}$$

$$F''_B = F''_E$$

Sumando vectorialmente las cargas directas junto con las cargas producidas por los momentos, las fuerzas que actúan en cada uno de los pernos son (figura 40):

Figura 40. Fuerzas que actúan en cada perno.



Fuente: Los autores

Como se puede observar en la figura anterior, los pernos que están más cargados son A, B y C, debido a que son los que están más alejados de la carga. Con el fin

de realizar el diseño del perno, se concentrará en el perno A (más cargado), de manera que:

El esfuerzo cortante es

$$\tau = \frac{100208,7 \text{ N}}{A}$$

Donde A es el área de la sección transversal del perno.

$$\tau = \frac{100208,7 \text{ N}}{39,6 * 30 \text{ mm}^2} = 84,351 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal es

$$\sigma = \frac{74209,3 \text{ N}}{39,6 * 30 \text{ mm}^2} = 62,466 \text{ MPa}$$

Ahora el esfuerzo de Von Misses es

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{62,466^2 + 3 * 84,351^2}$$
$$\sigma' = 158,894 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad para un perno M30 grado 8,8 es de

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde








S_y : Esfuerzo de fluencia de perno M30 grado 8,8 tomado de la tabla 8-11 del libro de Shigley³⁴ (figura 41).

³⁴ BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p

Figura 41. Tabla 8-11: Clase métrica de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero.

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

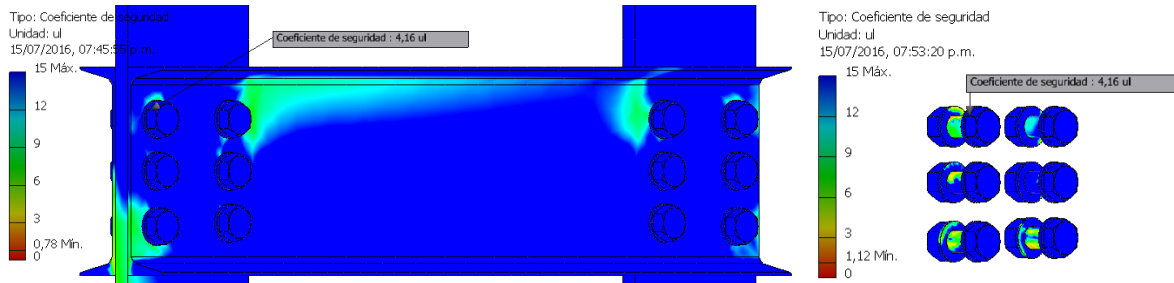
Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Fuente: BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9 ed. México: McGraw-Hill, 2009. 420 p.

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{660 \text{ MPa}}{158,894 \text{ MPa}} = 4,15$$

El factor de seguridad obtenido teóricamente es de 4,15 cuyo valor se va a corroborar por medio de software Autodesk Inventor Professional 2016®.

Figura 42. Factor de seguridad para un perno M30 grado 8,8. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.

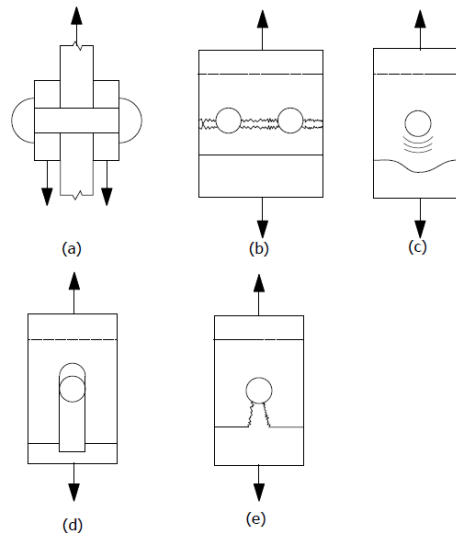


Fuente: los autores

3.1.4.1 Modos de falla por carga cortante de una conexión con pernos

A continuación se estudiarán los diversos medios por los cuales podría fallar la conexión pernada en el proceso de compactación.

Figura 43. Modos de falla por carga cortante en pernos: a) Carga cortante b) Falla de tensión de los elementos c) Apoyo del perno sobre los elementos d) Desgarramiento por cortante e) desgarramiento por tensión.



Fuente: Figura 8-23: Modos de falla por carga cortante en pernos.³⁵

³⁵ BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p

3.1.4.1.1 Aplastamiento de los pernos, todos los pernos cargados (figura 40.c):

En una unión con pernos el cortante es tomado por la fricción de sujeción y no existe el aplastamiento, cuando se pierde la precarga un perno empieza a soportar el cortante y el aplastamiento, hasta que la fluencia ocasiona poco a poco que otros sujetadores comparta el cortante y el aplastamiento, por este razón es necesario aplicarle una fuerza de precarga al perno, esta se calculara de la siguiente manera

S_p : Resistencia de prueba del perno M30 grado 8,8 (600 MPa). (ver figura anterior 41)

El área de tensión para un perno M30 de diámetro con paso fino según la tabla 8-1 del libro de Shigley es 621 mm^2 ³⁶

$$F_p = S_p * A_t \quad (23)$$

Donde

F_p : Fuerza de precarga en N

A_t : Area de tensión en mm^2

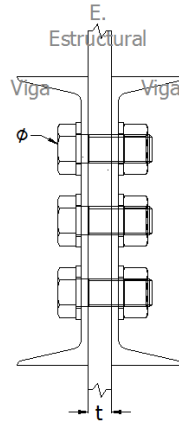
$$F_p = 600 \text{ MPa} * 621 \text{ mm}^2 = 372,6 \text{ kN}$$

Si se supera esta fuerza de precarga el perno entraría a sufrir aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{2td} = \frac{S_p}{F.S} \quad (24)$$

³⁶ Ibíd

Figura 44. Dimensiones del espesor del elemento estructural (t) y del diámetro (Φ) del perno.



Fuente: los autores

De la ecuación 24, la fuerza que actúa sobre el perno es:

$$F = \frac{S_p * 2 * t * d}{F.S} = \frac{600 \text{ MPa} * 2 * (25,4 * 30) \text{ mm}^2}{4,15}$$

$$F = 220,125 \text{ kN}$$

Esta fuerza es menor a la fuerza de 372,6 kN por lo que el perno no va a sufrir por aplastamiento.

3.1.4.1.2 Aplastamiento de los elementos

Éste posible modo de falla podrá indicar si el material de la viga escogido es apropiado para soportar las cargas de cortante

$$\sigma = \frac{F}{2td} = \frac{S_y}{F.S_{viga}}$$

$$F = \frac{S_y * 2 * t * d}{F.S_{viga}} = \frac{345 * 2 * 25,4 * 30}{1,57}$$

$$F = 334,891 \text{ kN}$$

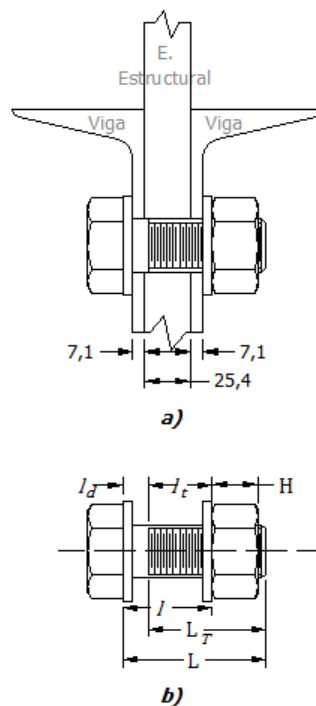
$$\sigma = \frac{334,891}{2 * 25,4 * 30} = 219,745 \text{ MPa}$$

El esfuerzo generado en la viga por el perno es de $219,745 \text{ MPa}$ y es menor al esfuerzo de fluencia de la viga de 345 MPa por ende los elementos no van a sufrir por aplastamiento.

3.1.4.1.3 Cortante del perno, todos los pernos activos si las roscas de los pernos se extienden en uno de los planos (figura 45.a)

Para esta posible falla es necesario determinar las longitudes características de los pernos.

Figura 45. a) Ubicación del perno. b) Dimensiones del perno a calcular.



Fuente: Los autores

La longitud de agarre del perno es:

$$l = 5,1 + 2(7,1) + 25,4 + 5,1 = 49,8 \text{ mm}$$

La longitud total teóricamente es:

$$L = l + H + 2\text{mm} = 49,8 + 25,6 + 2 = 77,4 \text{ mm}$$

De la tabla A-17 del libro de Shigley³⁷ la longitud total estándar es de 80 mm.

Figura 46. Tamaños preferidos y números de Renard- Tabla A-17

Tabla A-17

Tamaños preferidos y números de Renard (serie R) (Cuando pueda elegir, use uno de estos tamaños; sin embargo, no todas las partes o artículos están disponibles en todos los tamaños que se muestran en la tabla)

Fracción de pulgadas	
$\frac{1}{64}, \frac{1}{32}, \frac{1}{16}, \frac{3}{32}, \frac{1}{8}, \frac{5}{32}, \frac{3}{16}, \frac{1}{4}, \frac{5}{16}, \frac{3}{8}, \frac{7}{16}, \frac{1}{2}, \frac{9}{16}, \frac{5}{8}, \frac{11}{16}, \frac{3}{4}, \frac{7}{8}, 1, 1\frac{1}{4}, 1\frac{1}{2}, 1\frac{3}{4}, 2, 2\frac{1}{4}, 2\frac{1}{2}, 2\frac{3}{4}, 3, 3\frac{1}{4}, 3\frac{1}{2}, 3\frac{3}{4}, 4, 4\frac{1}{4}, 4\frac{1}{2}, 4\frac{3}{4}, 5, 5\frac{1}{4}, 5\frac{1}{2}, 5\frac{3}{4}, 6, 6\frac{1}{2}, 7, 7\frac{1}{2}, 8, 8\frac{1}{2}, 9, 9\frac{1}{2}, 10, 10\frac{1}{2}, 11, 11\frac{1}{2}, 12, 12\frac{1}{2}, 13, 13\frac{1}{2}, 14, 14\frac{1}{2}, 15, 15\frac{1}{2}, 16, 16\frac{1}{2}, 17, 17\frac{1}{2}, 18, 18\frac{1}{2}, 19, 19\frac{1}{2}, 20$	
Décimas de pulgadas	
0.010, 0.012, 0.016, 0.020, 0.025, 0.032, 0.040, 0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.24, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.80, 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, 2.0, 2.4, 2.6, 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0, 4.2, 4.4, 4.6, 4.8, 5.0, 5.2, 5.4, 5.6, 5.8, 6.0, 7.0, 7.5, 8.5, 9.0, 9.5, 10.0, 10.5, 11.0, 11.5, 12.0, 12.5, 13.0, 13.5, 14.0, 14.5, 15.0, 15.5, 16.0, 16.5, 17.0, 17.5, 18.0, 18.5, 19.0, 19.5, 20	
Milímetros	
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300	

Fuente: BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9 ed. México: McGraw-Hill, 2009. 1015 p.

La longitud roscada del perno es:

$$L_t = 2d + 6mm = 2(30) + 6mm = 66mm$$

Por lo que la longitud de la parte útil sin rosca del perno es:

$$l_d = L - L_t = 80 - 66 = 14mm$$

Teniendo las longitudes de los pernos, en la figura 39.a, se observa que la longitud roscada del perno se extiende a uno de los planos cortante, por lo que se obtiene:

$$\tau = \frac{F}{4A_r} = 0,577 \frac{S_p}{F.S}$$

³⁷ Op Cit BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p

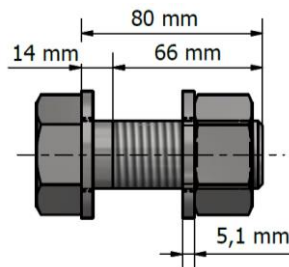
De la tabla 8.1 del libro de Shigley³⁸, se tiene que el área de diámetro menor A_r para un perno M30 es de 519 mm^2 , por lo que la fuerza es:

$$F = \frac{0,577 * 4A_r * S_p}{F.S} = \frac{0,577 * 4 * 519\text{mm}^2 * 600\text{MPa}}{4,15}$$

$$F = 173,016 \text{ kN}$$

Con base en el cortante del perno, el valor limitante de la fuerza es de $173,016 \text{ kN}$, siendo ésta menor a la fuerza $372,6 \text{ kN}$, concluyendo así que el perno no va a sufrir fallas por cortante.

Figura 47. Longitudes características del perno M30



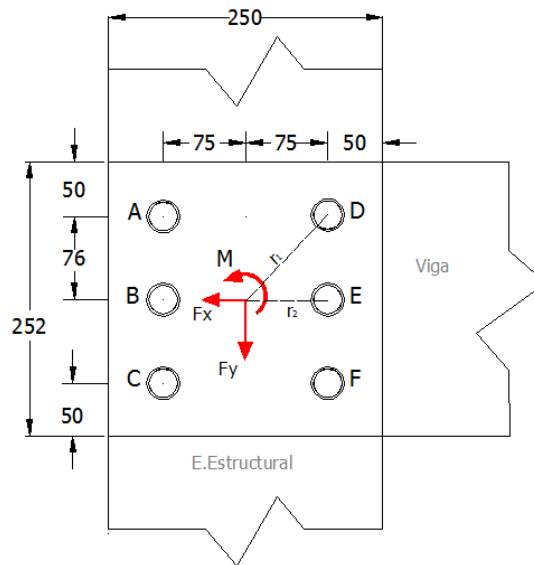
Fuente: los autores

3.1.4.1.3 Desgarramiento por cortante (figura 40.d)

En la figura 48 se indican las distancias a las que se ubicaron los pernos sobre la viga. En la práctica estructural se evita la falla espaciando los pernos al menos $1\frac{1}{2}$ diámetros desde el borde. En éste caso la medida es de 45 mm y este valor es inferior al de 50 mm por lo cual se desprecia esta falla en el diseño.

³⁸ Op Cit BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p

Figura 48. Ubicación de los pernos en la unión de la viga con el elemento estructural



Fuente: Los autores

El par de torsión necesario para realizar la precarga, se calcula con la siguiente ecuación:

$$T = k * F_p * d \quad (25)$$

Donde:

k : Coeficiente del par de torsión

T : Par de torque

F_p : Fuerza de precarga

d : Diámetro del perno

Para los pernos M30 grado 8.8. el coeficiente del par de torsión es de 0.2, según la tabla 8-15 del libro de Shigley (figura 49),

Figura 49. Factores del par de torsión k. Tabla 8-15 libro de Shigley

Tabla 8-15	Condición del perno		K
Factores del par de torsión <i>K</i> para su empleo con la ecuación (8-27)	Sin recubrimiento, acabado negro		0.30
	Galvanizado		0.20
	Lubricado		0.18
	Con recubrimiento de cadmio		0.16
	Con Anti-Seize Bowman		0.12
	Con tuercas Bowman-Grip		0.09

Fuente: BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9 ed. México: McGraw-Hill, 2009. 424 p.

Teniendo en cuenta el dato anterior y que la fuerza de precarga del perno M30 grado 8.8 es de 372,6 kN (calculada anteriormente), el par de torsión es:

$$T = 0,2 * 372,6 \text{ kN} * 30 \text{ mm}$$

$$T = 2,23 \text{ kN} * m$$

Para la unión entre las vigas y el elemento estructural, se van a implementar 48 pernos con las características mostradas en el cuadro 13:

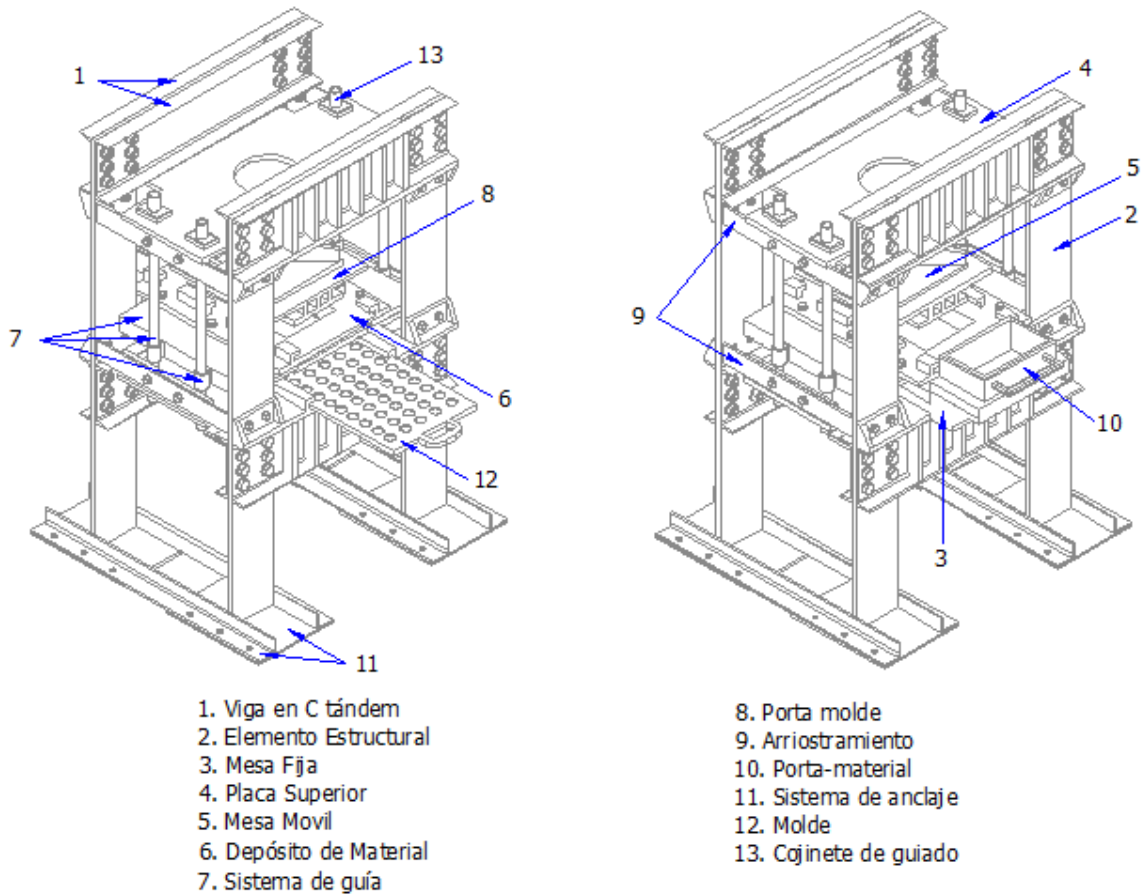
Cuadro 13. Características de la unión pernada viga-elemento estructural

Descripción	Longitud total del perno	Diámetro del perno	Par de apriete de instalación
Perno hex-M30x3,5x80 clase 8.8	80 mm	30 mm	2,23 kN * m

3.1.5 Elementos mecánicos de la prensa hidráulica:

Dentro del diseño mecánico de la prensa hidráulica, se debe tener en cuenta el análisis de esfuerzos en cada uno elementos que intervienen en el proceso de fabricación de losetas en adoquín. Se realizan las simulaciones respectivas para éstos elementos en el Software Autodesk Inventor Professional 2016®, evidenciadas en el Anexo C (Simulación de los elementos mecánicos).

Figura 50. Partes mecánicas de la prensa hidráulica.

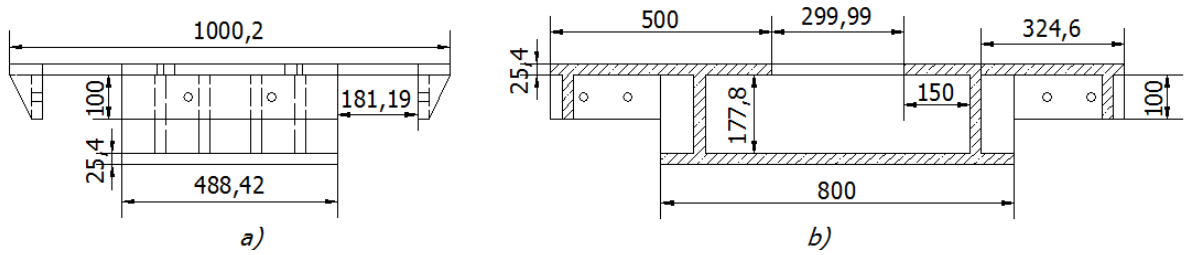


Fuente: los autores

3.1.5.1 Placa superior

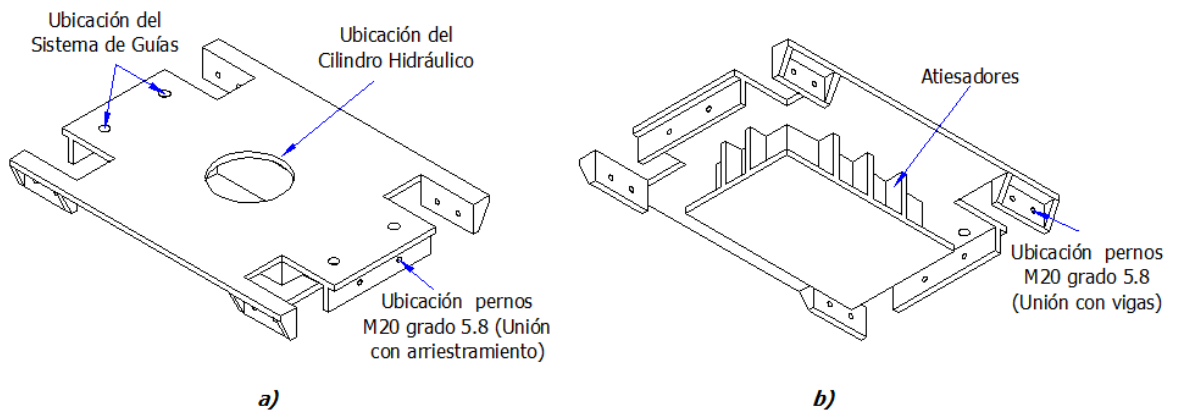
Este elemento mecánico, se encarga de transmitir la fuerza del cilindro hidráulico a las vigas, es decir, absorbe toda la carga de compactación (980000 N), por esta razón es necesario diseñarla con un elevado momento de inercia, ya que su estructura es compuesta, aumentando su rigidez de modo que su desplazamiento sea mínimo, gracias a los atiesadores que forman parte de su estructura. Está compuesto por 4 placas de 25,4 mm en acero ASTM A 36; en la figura 51 se muestra su configuración con las dimensiones respectivas (Anexo A. Planos de la prensa hidráulica).

Figura 51. a) Vista lateral izquierda b) Vista frontal de la placa superior.



Fuente: los autores

Figura 52. Placa superior .a) Vista superior. b) Vista inferior.



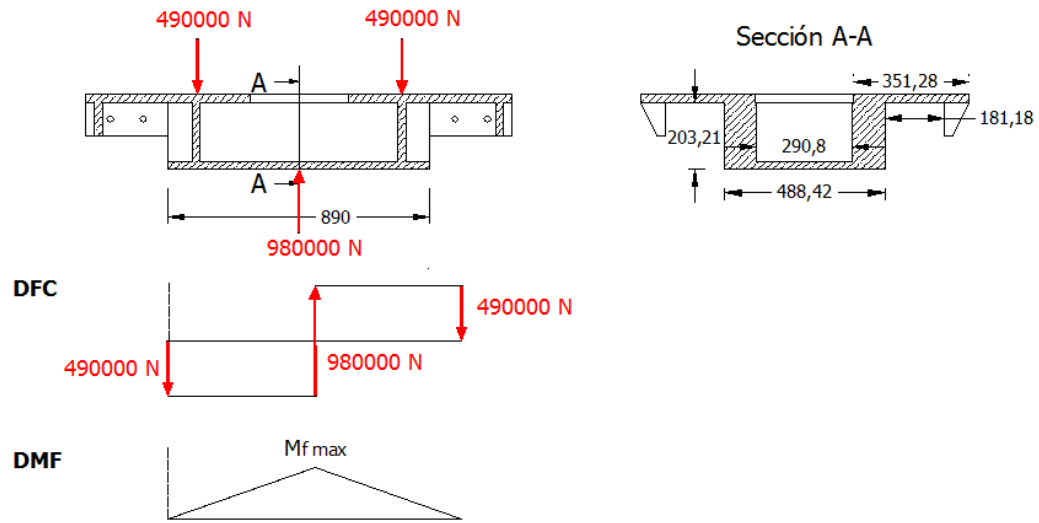
Fuente: los autores

Como se puede observar en la figura 52, se dispone una distancia para la ubicación del cilindro hidráulico, el cual se diseñará en el capítulo de hidráulica.

La forma en la que la placa superior se une a los pórticos tiene que ser la adecuada para brindar estabilidad a la prensa ya que está unida a los arriostros, por medio de pernos M20 grado 5.8.

Análisis de la carga: El cilindro hidráulico genera un fuerza puntual de 980000 N , sin embargo como la placa superior reposa sobre las vigas se consideran como apoyos simples que generan una fuerza de 490000 N como se indica en la figura 53, en la cual se encuentra su respectivo diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Figura 53. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la placa superior.



Fuente: los autores

El área de la sección crítica es: $A = 64848,073 \text{ mm}^2$

Inercia de la placa superior es: $I = 505326863 \text{ mm}^4$

La altura del centro de gravedad es: $\bar{y} = 129,473 \text{ mm}$

El esfuerzo cortante y el momento flector en la placa superior son:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{490000 \text{ N}}{64848,073 \text{ mm}^2} = 20,8 \text{ MPa}$$

$$M_f = \frac{980000 \text{ N} * 800 \text{ mm}}{4} = 196000000 \text{ N} * \text{mm}$$

El esfuerzo normal de la placa es:

$$\sigma = \frac{196000000 \text{ N} * \text{mm} * 129,473 \text{ mm}}{505326863 \text{ mm}^4} = 50,218 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises es:

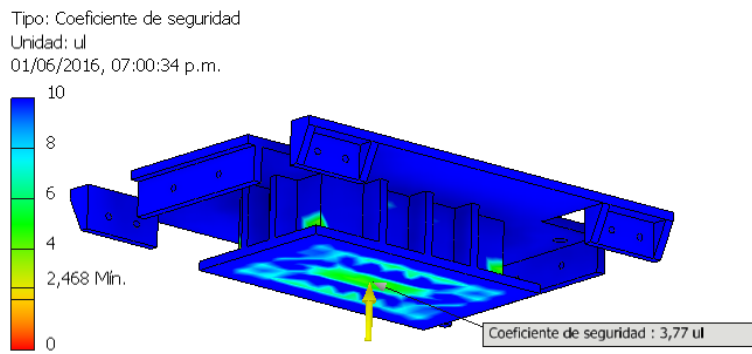
$$\sigma' = \sqrt{50,218^2 + 3(20,8)^2} = 61,804 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es:

$$F.S = \frac{250 \text{ MPa}}{61,804 \text{ MPa}} = 4$$

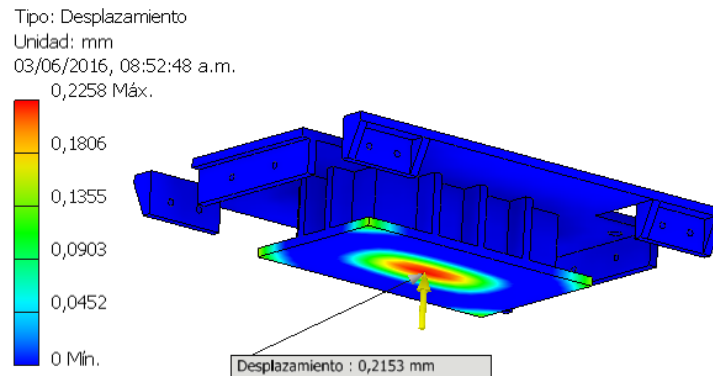
El factor de seguridad de la placa superior es de 4, el cual se corrobora mediante el simulador de Software Autodesk Inventor Professional (figura 54), además del desplazamiento que ésta presenta (figura 55).

Figura 54. Coeficiente de seguridad de la placa superior. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: los autores

Figura 55. Desplazamiento de la placa superior. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: los autores

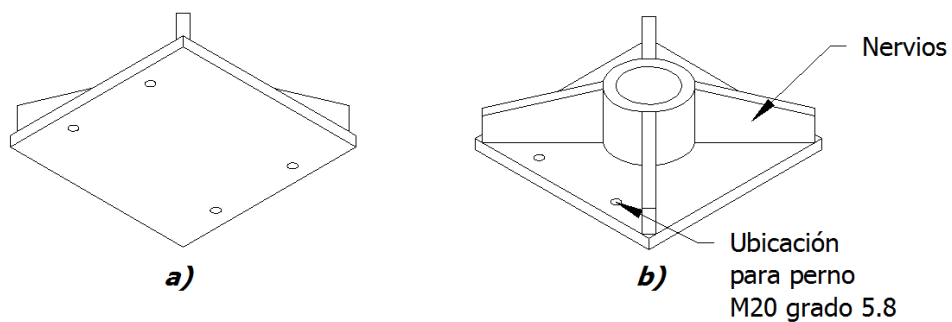
Con las simulaciones hechas anteriormente, se concluye que el diseño de la placa superior es satisfactorio.

3.1.5.2 Mesa móvil

Según los requerimientos de construcción de la prensa hidráulica nombrados previamente (realizar dos clases de losetas), es necesario realizar un diseño de mesa móvil que permita acoplar dos porta-moldes, además el ensamble tiene que ser sencillo y rápido de hacer. Este cuenta con una placa de $25,4\text{ mm}$ de acero estructural ASTM 572 gr 50 y con unos nervios de espesor igual al de la placa base como se ve en la figura 56 con el fin de brindar mayor rigidez.

En la parte central de la mesa se dispone un anillo para el apoyo del vástago.

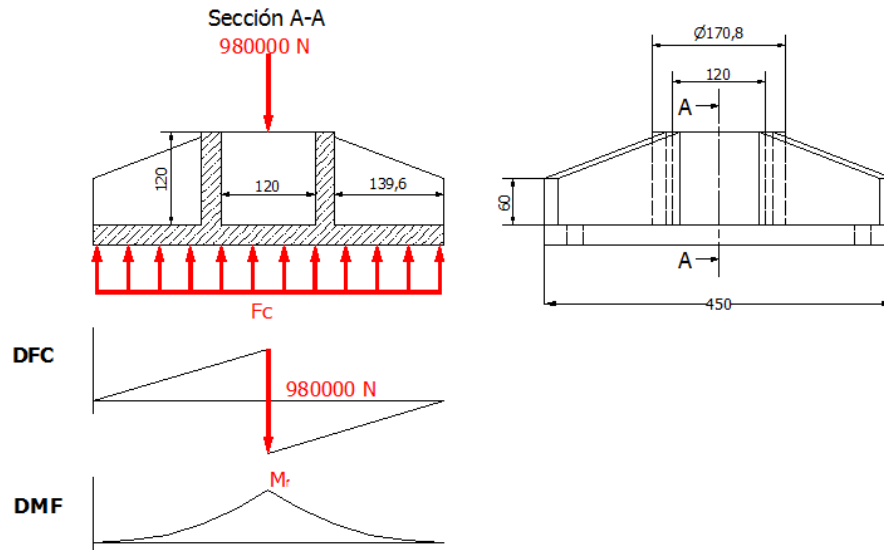
Figura 56. Mesa móvil .a) Vista superior. b) Vista inferior.



Fuente: los autores

Análisis de la carga: La mesa móvil tiene como objetivo, transmitir la fuerza de 980000 N de forma uniforme en su placa base, por esta razón la fuerza puntual transmitida por el vástago del cilindro hidráulico se vuelve una fuerza distribuida uniformemente de F_c .

Figura 57. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la mesa móvil.



Fuente: los autores

El área de la sección crítica es: $A = 17526 \text{ mm}^2$

Inercia de la placa superior es: $I = 28942189,578 \text{ mm}^4$

La altura del centro de gravedad es: $\bar{y} = 37,987 \text{ mm}$

La fuerza distribuida es

$$F_c = \frac{980000 \text{ N}}{450 \text{ mm}} = 2177,778 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

El esfuerzo cortante y el momento flector en la placa superior son:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{490000 \text{ N}}{17526 \text{ mm}^2} = 27,9584 \text{ MPa}$$

$$M_f = \frac{F_c * 450^2 \text{ mm}}{8} = \frac{2177,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 450^2 \text{ mm}}{8} = 55125000 \text{ N} * \text{mm}$$

El esfuerzo normal de la placa es:

$$\sigma = \frac{55125000 \text{ N} * \text{mm} * 37,987 \text{ mm}}{28942189,578 \text{ mm}^4} = 72,352 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Misses es:

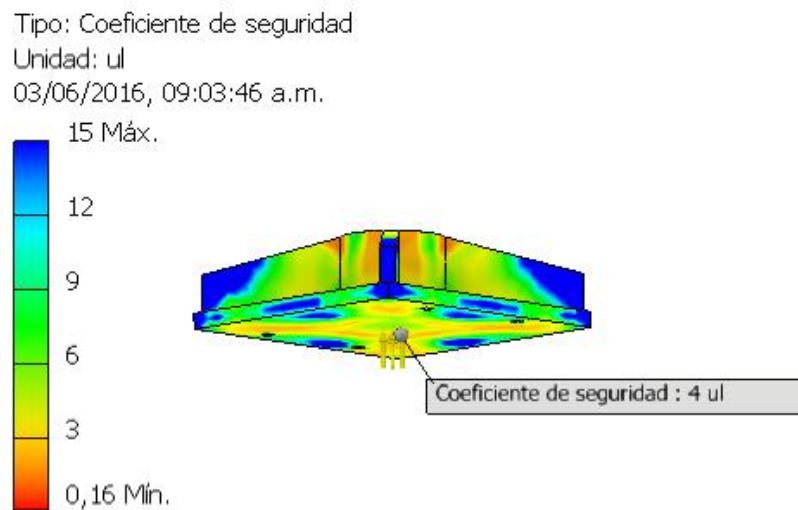
$$\sigma' = \sqrt{72,352^2 + 3(27,95)^2} = 87,06 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es:

$$F.S = \frac{345 \text{ MPa}}{87,06 \text{ MPa}} = 3,96$$

El factor de seguridad de la mesa móvil es de 3,96, el cual se corrobora mediante el simulador de Software Autodesk Inventor Professional 2016® (figura 58).

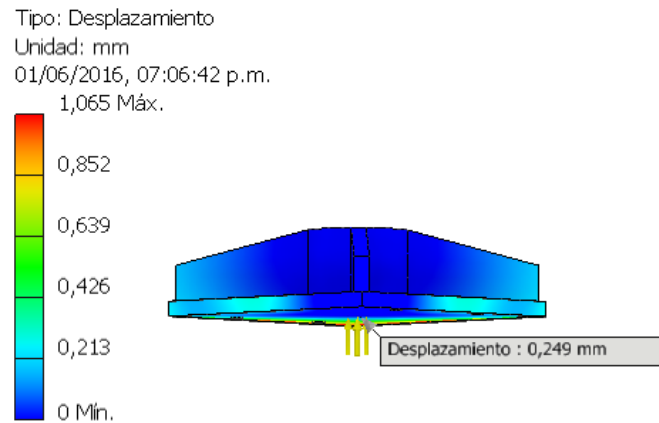
Figura 58. Coeficiente de seguridad de la mesa móvil. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: Los autores

La deflexión de la mesa móvil es de 0,246 mm (figura 59).

Figura 59. Simulación de deflexión en la mesa móvil, software Autodesk Inventor Professional 2016®.



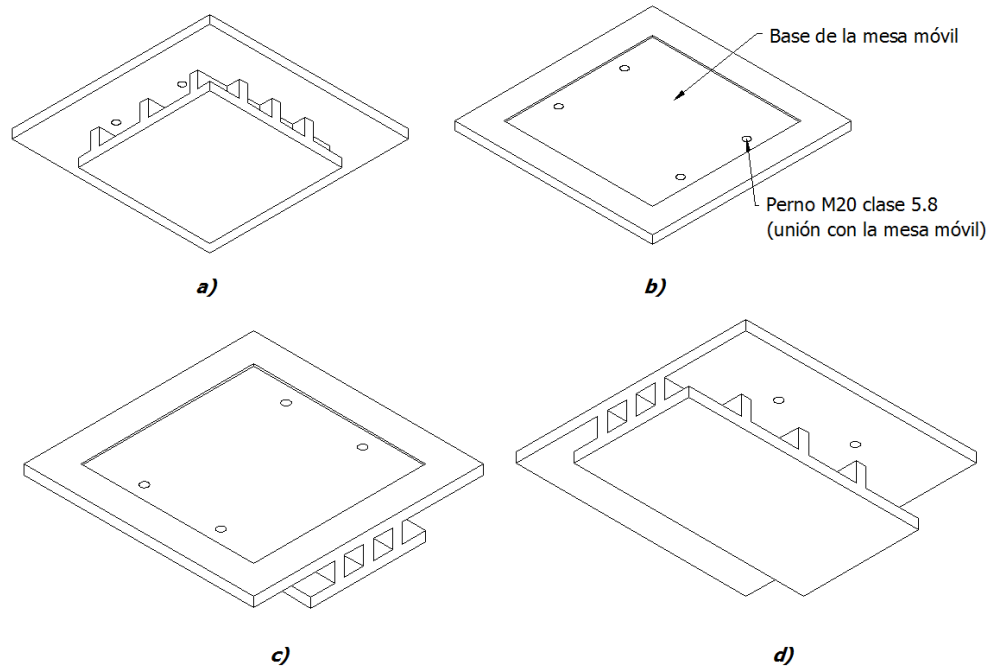
Fuente: los autores

El factor de seguridad y la deflexión presentada demuestran ser admisibles y permite corroborar que el diseño de la mesa móvil es satisfactorio.

3.1.5.3 Porta molde

Como se indicó anteriormente, a la mesa móvil se le acopla un porta-molde, hecho en acero ASTM 572 gr 50, cuya configuración se encuentra en la figura 60 y para el cual se hicieron tanto para losetas de línea de 600 (600x300x60 mm) como para la línea 400 (400x400x60 mm).

Figura 60. Porta molde – vistas a) Vista inferior para el Porta molde-línea 400. b) Vista superior para el Porta molde-línea 400. c) vista superior para el Porta molde-línea 600. d) Vista inferior para el Porta molde-línea 600.

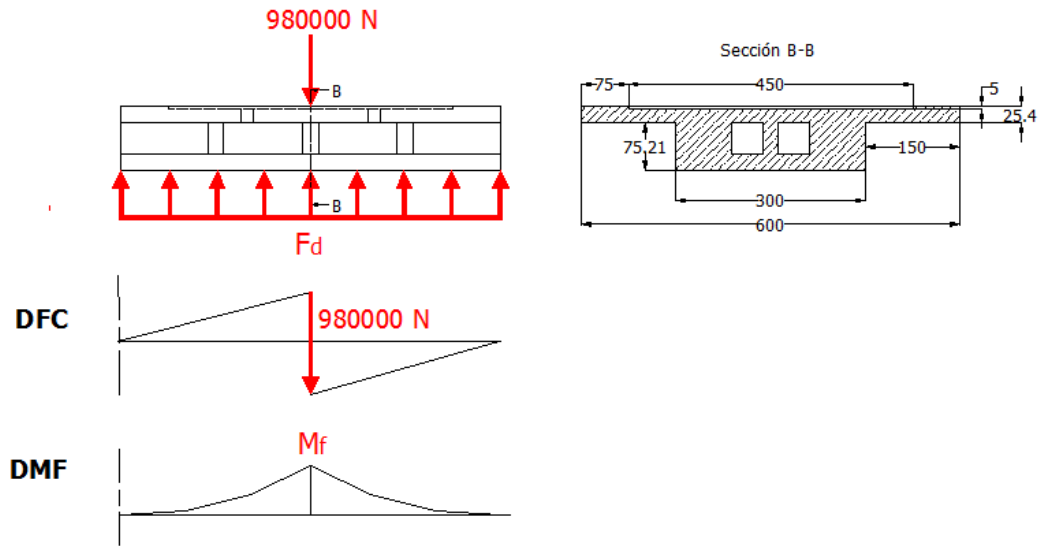


Fuente: los autores

A continuación se realiza el análisis de carga para la configuración crítica del porta molde (línea 600).

Análisis de la carga para el porta molde-línea 600: Este elemento mecánico es el encargado de entrar en contacto con la materia prima, compactándola con una fuerza uniformemente distribuida F_d , el interés de éste ítem se centra en el área crítica la cual se observa en la figura 61, realizando los diagramas de cortante y momento flector se obtiene:

Figura 61. Diagramas de fuerza cortante y momento flector para el porta molde-línea 600.



Fuente: los autores

El área de la sección crítica es: $A = 58230 \text{ mm}^2$

Inercia de la placa superior es: $I = 29593055,932 \text{ mm}^4$

La altura del centro de gravedad es: $\bar{y} = 56,256 \text{ mm}$

La fuerza distribuida es

$$F_D = \frac{980000 \text{ N}}{600 \text{ mm}} = 1633,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

El esfuerzo cortante y el momento flector en la placa superior son:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{490000 \text{ N}}{58230 \text{ mm}^2} = 8,4149 \text{ MPa}$$

$$M_f = \frac{F_D * 600^2 \text{ mm}}{8} = \frac{1633,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 600^2 \text{ mm}}{8} = 73499850 \text{ N} * \text{mm}$$

El esfuerzo normal de la placa es:

$$\sigma = \frac{73499850 \text{ N} * \text{mm} * 56,256 \text{ mm}}{29593055,932 \text{ mm}^4} = 139,72 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Misses es:

$$\sigma' = \sqrt{139,72^2 + 3(8,4149)^2} = 140,47 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es:

$$F.S = \frac{345 \text{ MPa}}{140,47 \text{ MPa}} = 2,45$$

En la figura 62, se observa la simulación del factor de seguridad para el porta-molde a través del software Autodesk Inventor Professional 2016®.

Figura 62. Coeficiente de seguridad de la mesa móvil. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



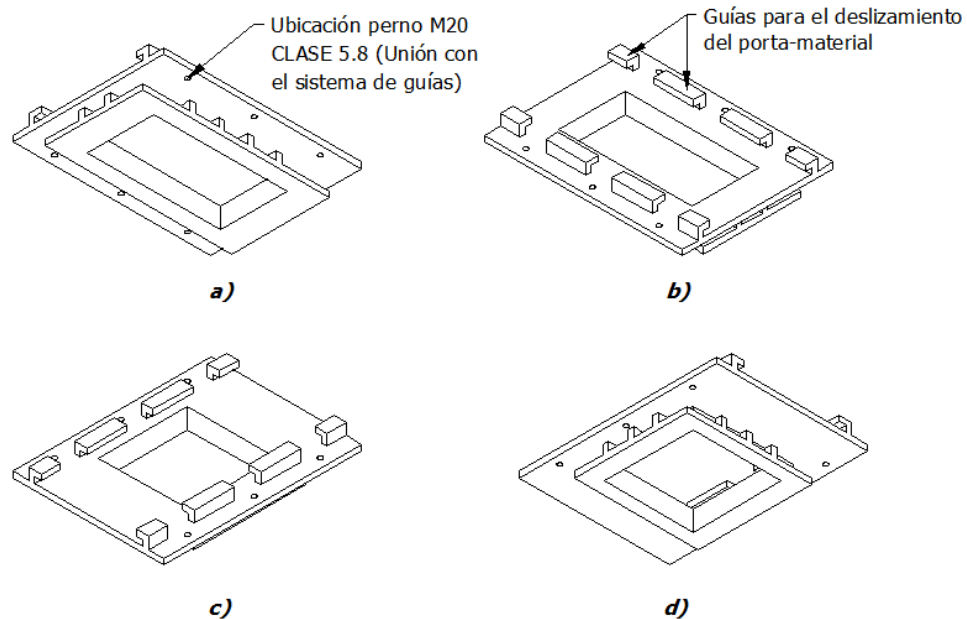
Fuente: Los autores

El factor de seguridad demuestra ser admisible, por lo que el análisis hecho para el porta molde-línea 600 cumple con los estándares de diseño, concluyendo así que la configuración restante es satisfactoria.

3.1.5.4 Depósito de material

El depósito de material está hecho de placas de 1 in en acero ASTM A 572 gr 50 (figura 63). El proceso de la compactación del adoquín se da en éste elemento, ya que cuenta con las guías para el deslizamiento del porta-material, además de estar coordinado con el sistema de guías de la prensa hidráulica, entregando así el producto final al operario.

Figura 63. Configuraciones del Depósito de material. a) y b) Vista superior e inferior de la configuración para la línea 600, respectivamente; c) y d) Vista inferior y superior para la línea 400 respectivamente.

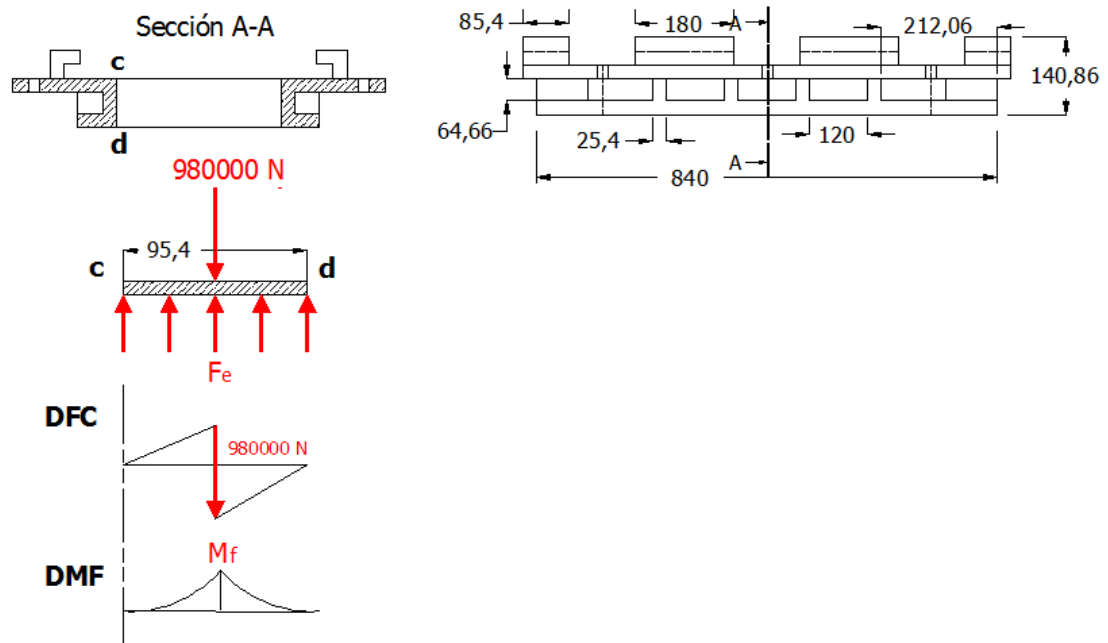


Fuente: los autores

A continuación se realiza el análisis de carga para la configuración crítica del depósito de material (línea 600).

Análisis de la carga para el depósito de material 600x300x60 mm: En el análisis del porta-molde, se encuentra una fuerza distribuida F_e , la cual actúa perpendicular a la pared c-d, por lo que los diagramas de fuerza cortante y momento flector se realizan sobre la zona crítica (figura 64).

Figura 64. Diagramas de fuerza cortante y momento flector del depósito de material.



Fuente: los autores

El área de la sección crítica es: $A = 15748 \text{ mm}^2$

Inercia de la placa superior es: $I = 13779671,061 \text{ mm}^4$

La altura del centro de gravedad es: $\bar{y} = 59,998 \text{ mm}$

La fuerza distribuida es

$$F_e = \frac{980000 \text{ N}}{95,4 \text{ mm}} = 10272,536 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

El esfuerzo cortante y el momento flector en el depósito del material son:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{490000 \text{ N}}{15748 \text{ mm}^2} = 31,11 \text{ MPa}$$

$$M_f = \frac{F_e * 95,4^2 \text{ mm}}{8} = \frac{10272,536 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 95,4^2 \text{ mm}}{8} = 11686499,22 \text{ N} * \text{mm}$$

El esfuerzo normal del depósito del material es:

$$\sigma = \frac{11686499,22 \text{ N} * \text{mm} * 59,998 \text{ mm}}{13779671,061 \text{ mm}^4} = 50,88 \text{ MPa}$$

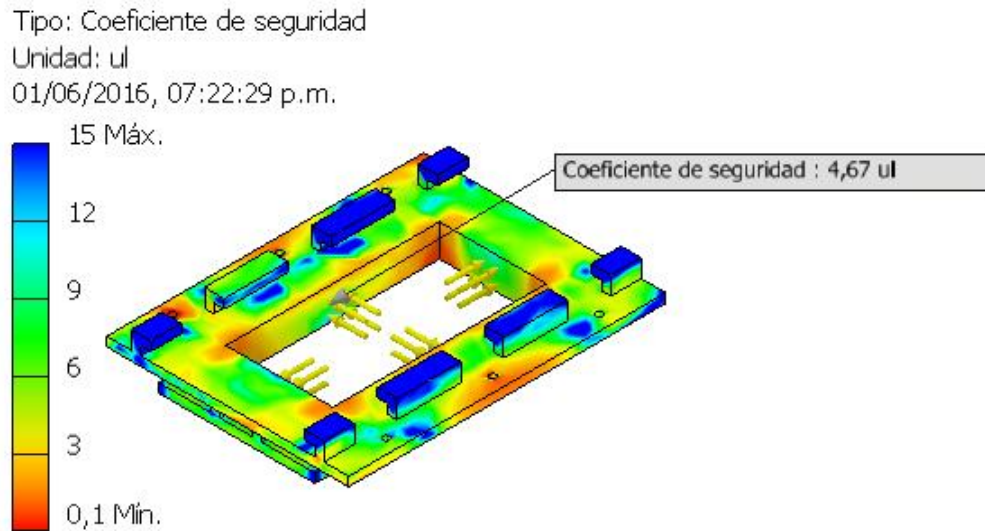
El esfuerzo de Von Misses es:

$$\sigma' = \sqrt{50,88^2 + 3(30,11)^2} = 74,109 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es:

$$F.S = \frac{345 \text{ MPa}}{74,109 \text{ MPa}} = 4,65$$

Figura 65. Coeficiente de seguridad del Depósito de material. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: los autores

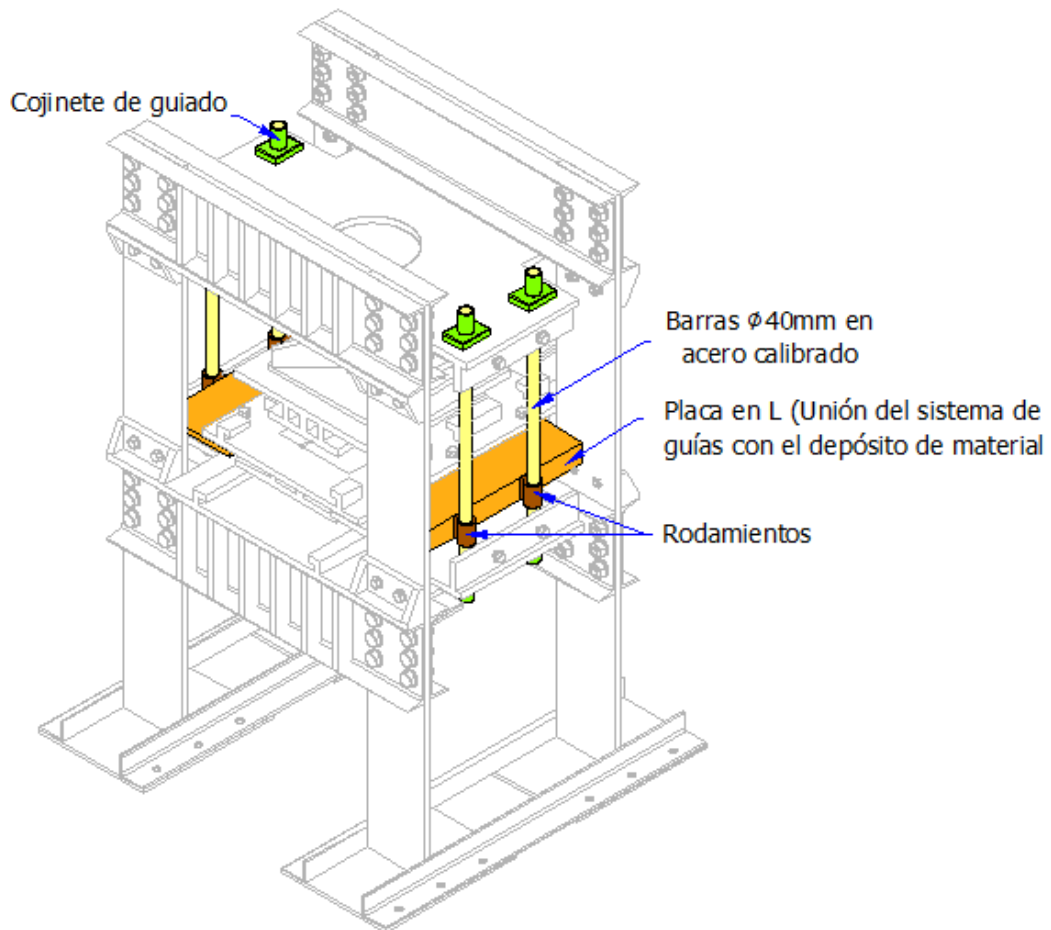
El factor de seguridad (figura 65), demuestra ser admisible, por lo que el análisis hecho para el porta molde de línea 600, cumple con los estándares de diseño, concluyendo así que la configuración restante es satisfactoria.

3.1.5.5 Sistema de guías

Es el encargado de permitir que el depósito de material tenga un movimiento lineal por medio de unos rodamientos debido a que los movimientos de éste elemento mecánico tienen que ser muy preciso. Con el fin de que el porta-molde y el depósito de material no creen contacto, el sistema de guías es anclado a la placa superior y a la mesa fija. (Figura 66).

En la práctica industrial es muy utilizado el acero calibrado para hacer este sistema de guías el cual tiene un diámetro de 40 *mm*.

Figura 66. Sistema de guías de la prensa hidráulica.



Fuente: los autores

Los rodamientos SC 40 UU AS (Modelo SC, diámetro eje 40mm, obturaciones a ambos lados, agujero de lubricación), son los que se van a implementar en la prensa hidráulica (figura 67), ya que mantienen un mínimo coeficiente de fricción y son aplicables en máquinas, teniendo la facilidad de acoplarlos con las pacas en L gracias, por medio de soldadura.

Figura 67. Rodamiento para sistema de guiado lineal

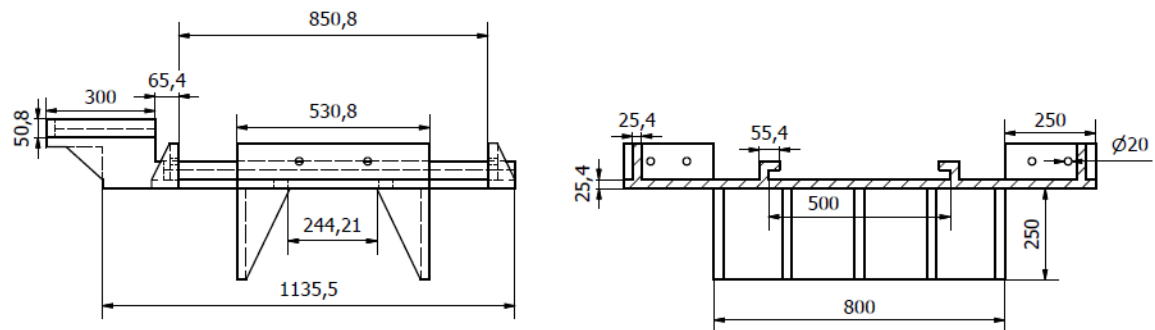


Fuente: SC 40 UU AS [en línea]. Barranquilla: TSC Rodamientos [consultado 13 de Abril de 2016]. Disponible en internet: <http://www.indiamart.com/tscbearings/sc-sc-l-uu-series-linear-slide-bearing.html>.

3.1.5.6 Mesa fija

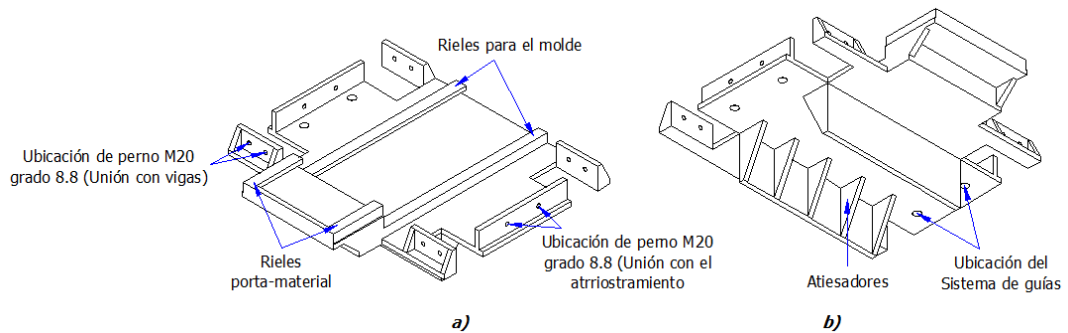
Para hacer un buen diseño de la mesa fija, ésta debe ser lo suficientemente rígida para soportar las cargas que intervienen en la compactación del material, evitando tener desplazamientos significativos que puedan afectar las tolerancias permitidas en la norma NTC 2017 de la loseta; para esto la mesa fija debe contar con un momento de inercia elevado, por lo que su estructura está compuesta por 5 placas de 1 in en acero estructural A36, dispuestas como se indica en la figura 68.

Figura 68. Mesa fija. a) Vista lateral izquierda. b) Vista frontal.



Fuente: los autores

Figura 69. Mesa fija. a) Vista inferior. b) Vista superior.



Fuente: los autores

Además de las placas anteriormente mencionadas, éstas cuentan con atiesadores ubicados en la zona crítica (figura 69.b) con el fin de disminuir el valor de la deflexión. La unión de la mesa fija con respecto a las vigas, se realiza por medio de ocho pernos M 20 grado 5.8.

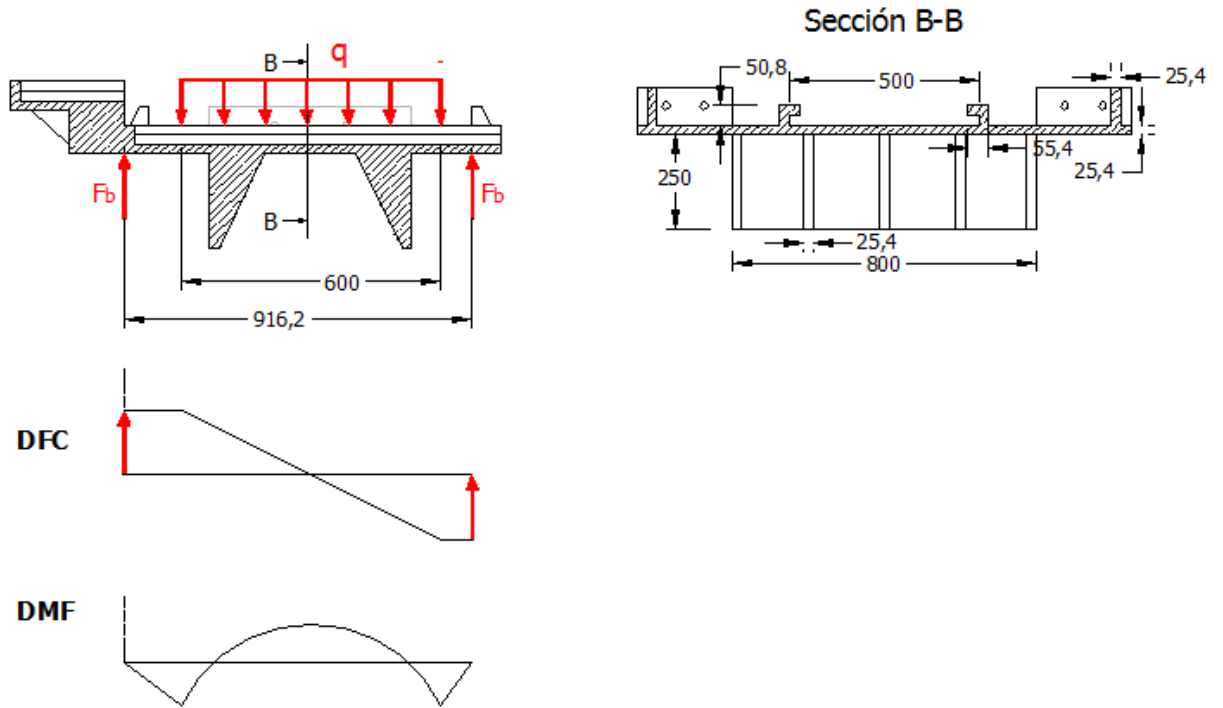
Las funciones de la mesa fija son:

- Tener el sistema de guía (rieles) para el portamaterial y para el molde.
- Anclaje del sistema de guías de la mesa móvil.

Base de compactación del adoquín.

Análisis de la carga: En la figura 70, se indica una carga distribuida q generada por la mesa móvil, además la mesa fija va a estar reposada sobre las vigas; existen dos secciones de ésta en la que idealmente no se deforman (extremos de la mesa), por lo que el análisis para éste elemento, se tendrá en cuenta en la sección que comprenden las dos reacciones F_b . Para entender el comportamiento de la mesa fija y de hallar el factor de seguridad, se va a realizar el diagrama de fuerza cortante y de momento, de la siguiente manera:

Figura 70. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la mesa fija.



Fuente: los autores

$$q = \frac{980000 \text{ N}}{600 \text{ mm}} = 1633,333 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Después de hacer una sumatoria de fuerzas, se obtiene:

$$F_b = \frac{q * 600\text{mm}}{2} = 490 \text{ kN}$$

$$M_f = \frac{q * 600^2}{8} = 73,5 \times 10^6 \text{ N} * \text{mm}$$

Como se puede ver en la figura 46, en el centro de la mesa fija, la fuerza cortante es cero ($\tau = 0$), por lo que:

$$\sigma = \frac{M_f * \bar{y}}{I}$$

El momento de inercia de la mesa fija y su respectivo \bar{y} , es:

$$I = 28062254 \text{ mm}^4$$

$$\bar{y} = 24,273 \text{ mm}$$

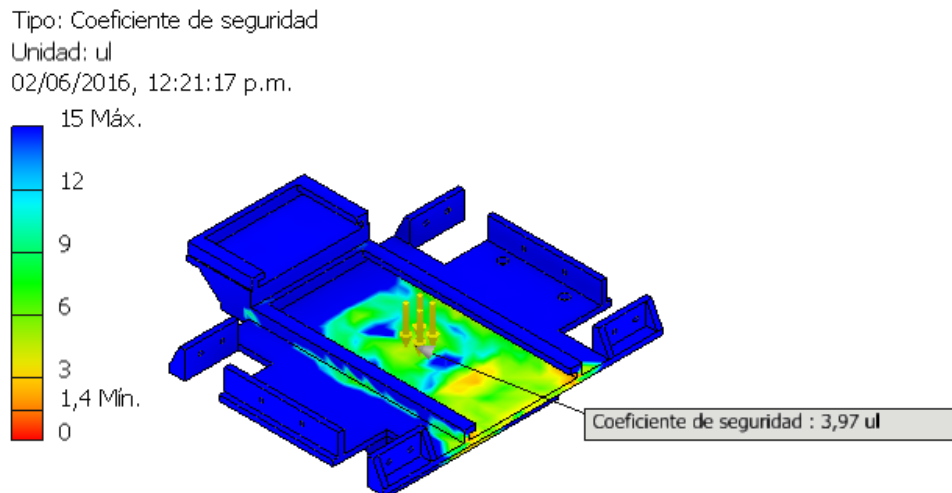
Entonces, el esfuerzo normal es:

$$\sigma = \frac{73,5 \times 10^6 \text{ N} * \text{mm} * 24,273 \text{ mm}}{28062254 \text{ mm}^4} = 63,575 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{250 \text{ MPa}}{63,575 \text{ MPa}} = 3,93$$

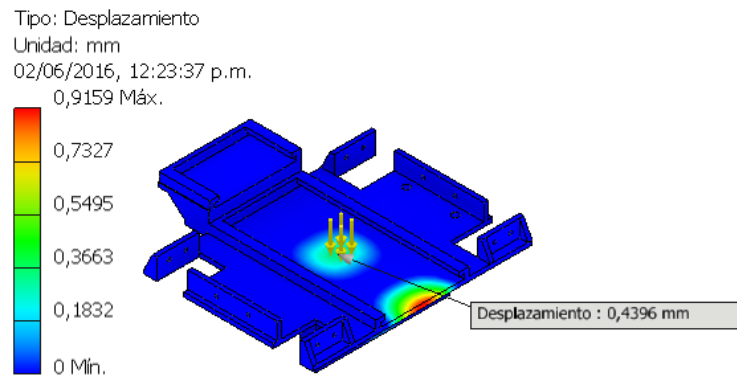
El factor de seguridad de la mesa fija es de 3,5, el cual se corrobora mediante el simulador de Software Autodesk Inventor Professional (figura 71), además del desplazamiento que ésta presenta.

Figura 71. Coeficiente de seguridad. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: los autores

Figura 72. Desplazamiento que presenta la mesa fija frente a la carga de compactación. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: los autores

El desplazamiento presente en ésta mesa es de $0,43 \text{ mm}$ (figura 72), sin presentar mayor riesgo en cuanto a la fabricación de la loseta, logrando así que éste diseño sea satisfactorio.

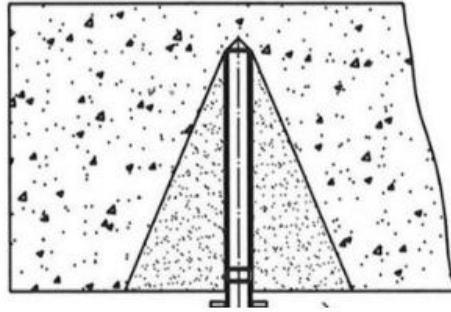
3.1.5.7 Sistema de anclaje

El sistema de anclaje diseñado para la prensa hidráulica le debe brindar seguridad y confiabilidad al momento de operar grandes cargas, la norma UNE-EN 795:1997 Protección contra caídas de altura. Dispositivos de anclaje. Requisitos y ensayos, brinda muchas alternativas para escoger el sistema de anclaje, de acuerdo a la operación que vaya a realizar la maquina o la estructura en la cual va a ser empleado, además indica que se debe respetar las normas de instalación dadas por el fabricante, especialmente en cuanto a materiales base compatibles con el elemento, distancias entre anclajes y al borde del paramento, profundidad del taladro, limpieza, tiempo de fraguado si es por adherencia, par de apriete, espesor máximo de la pieza que se va a anclar, etc. Las cargas que aparecen sobre el elemento de fijación pueden ser a extracción y a cizalladura (perpendicular al eje mayor del elemento). Se deberá tener en cuenta ambos esfuerzos.

Una fuerza de extracción crea unas tensiones en forma de cono (figura 73). Los anclajes deberán estar lo suficientemente separados entre sí y del borde para que no se interfieran los conos de extracción y que estos conos no sobresalgan del material base por los bordes. A pesar del nombre la forma del cono de extracción

es diferente en los distintos tipos de elementos de fijación (adherencia, forma y rozamiento).³⁹

Figura 73. Cono de extracción en una fijación por adherencia.



Fuente: Anclajes Estructurales, fig 8.3.2-6: Cono de extracción en una fijación por adherencia. <http://www.lineaprevencion.com/ProjectMiniSites/IS42/html/cap-8/cap-8-3.html>

La forma en que se va a fijar la prensa hidráulica es por rozamiento, se hace un taladro y se introduce el elemento de fijación; una vez dentro se expande normalmente por acción de un par de apriete; se instala rápidamente pero necesita un material base resistente, crea tensiones internas permanentes dentro del soporte y eso implica aumentar la distancia entre anclajes. Se debe ser cuidadoso con el par de apriete.

Análisis de carga para el sistema de anclaje: El cálculo de los anclajes a implementar, se harán, siguiendo el método descrito en el anexo C de la ETAG 001 (European Technical Approval) del Manual del fabricante Hilti. Para éste. Se consideran 6 anclajes de acero al carbono para trabajo pesado (figura 74), con cabeza hexagonal y tuerca de diámetro nominal M10.

³⁹ Anclajes estructurales. Bogotá D.C: línea prevención.
<http://www.lineaprevencion.com/ProjectMiniSites/IS42/html/cap-8/cap-8-3.html>

Figura 74. Anclaje de expansión para grandes cargas HSL-3.



Fuente: Sistemas de anclajes hilti. Anclaje de expansión para grandes cargas HSL-3. https://www.hilti.com/medias/sys_master/h6d/hf2/9165346340894/08-Sistemas_de_anclaje.pdf?mime=application%2Fpdf&realname=08-Sistemas_de_anclaje.pdf.

Las ventajas que ofrecen este anclaje son:

- Alta capacidad de resistencia a tracción y cortante.
- Fuerza de expansión controlada, que permite el control del apriete.
- Instalación en concreto fisurado y no fisurado.

Cuadro 14. Información Técnica del sistema de anclaje HSL -3.

Información Técnica	
Configuración de cabeza	Cabeza Hexagonal
Condiciones Ambientales	Interior, ambiente seco
Aprobaciones/informes de prueba	Clasificación sísmica, BZS (impacto), ETA, Fatiga, Fuego, Informe ICC-ES (concreto)
Composición del material	Acero al carbono grado 8.8, Zincado (mín.5 μm)

Fuente: Guía de Sistemas de anclajes Hilti

Cuadro 15. Características del sistema de anclaje HSL-3 M10/20

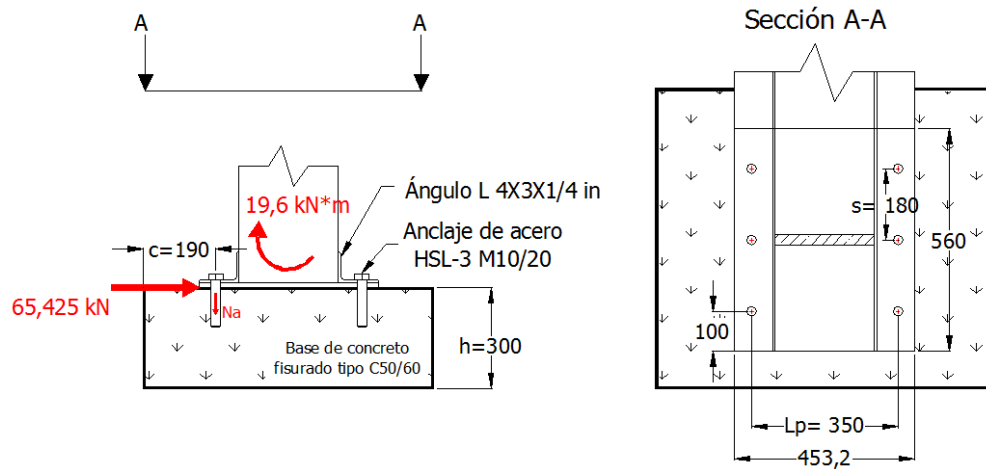
Descripción	Longitud de anclaje	Diámetro de anclaje	Diámetro de perforación	Profundidad de perforación	Par de apriete de instalación
HSL-3M10/20	110 mm	10mm	15mm	90mm	0,05 kNm

Fuente: Guía de Sistemas de anclajes Hilti

Para la prensa hidráulica diseñada, se van a implementar 24 anclajes HSL-3M 10/20 con las características evidenciadas en los cuadros 14 y 15, del sistema de anclaje HSL-3M10/20 Hilti.

En la siguiente figura se indica el diagrama de cuerpo libre del anclaje con sus dimensiones características.

Figura 75. Dimensiones del sistema de anclaje de la prensa para cada una de las columnas.



Fuente: los autores

La siguiente nomenclatura se tiene que tener clara por parte del lector de la presente tesis

V_a : Fuerza de corte en cada uno de los pernos

N_a : Fuerza de tensión en cada uno de los pernos

N_{Rdc}^0 : Resistencia inicial de diseño por rotura de hormigón fisurado
 f_B : Factor de resistencia del hormigón
 f_{AN} : Factor de influencia de la separación entre anclajes.
 f_{RN} : Factor de influencia de la distancia a borde.
 N_{Rds} : Resistencia de diseño del acero por tracción.
 N_{Rdc} : Resistencia final de diseño por rotura de hormigón
 N_{Rd} : Diseño de resistencia a tracción
 $V_{Rd,c}$: Resistencia de diseño al borde del concreto
 V_{Rdc}^0 : Resistencia de diseño por borde de hormigón
 V_{Rds} : Resistencia de diseño del acero por cortante.
 $f_{B,v}$: Factor de influencia de la dirección de la carga cortante.
 $f_{AR,V}$: Factor de influencia de la distancia a borde y separación entre anclajes
 h_{ef} : Profundidad efectiva del anclaje
 h_{min} : Espesor mínimo del material base
 s_{min} : Distancia mínima entre anclajes
 c_{min} : Distancia mínima a borde

Las siguientes constantes son dadas por el fabricante para el anclaje HSL-3 M10/20, en su catálogo.

$$N_{Rdc}^0 = 14,1 \text{ kN}$$

$$V_{Rdc}^0 = 14,4 \text{ kN}$$

$$f_B = 1 \text{ (Resistencia de hormigón C20 – 25)}$$

$$h_{ef} = 70 \text{ mm}$$

Se conoce que la distancia entre anclajes al igual que la distancia de borde se encuentra entre 150 mm y 450 mm ($70 \leq s \leq 210$; $70 \leq c \leq 200$), por lo que se asumen éstos valores como $c = 190 \text{ mm}$, $s_1 = 180 \text{ mm}$ y $s_2 = 350 \text{ mm}$, para los siguientes cálculos:

-Carga a tracción: A partir de la carga de corte a la que está sometido el conjunto de anclajes, se calcula la fuerza de corte que soporta cada uno mediante la siguiente ecuación:

$$V_a = \frac{F_{corte}}{N \text{ de anclajes}} \quad (26)$$

$$V_a = \frac{65,425 \text{ kN}}{6} = 10,904 \text{ kN}$$

Para calcular la tensión que soporta cada uno de los pernos, se tiene en cuenta el momento que está actuando sobre el sistema de anclaje:

$$N_a = \frac{M}{L_p \left(\frac{N \text{ anclajes}}{2} \right)} \quad (27)$$

$$N_a = \frac{19,6 \text{ kN} * \text{m}}{0,35 \text{ m} * 3} = 18,667 \text{ kN}$$

Fallo del diseño por acero: Para anclajes HSL-3 M10/20, $N_{Rd,s} = 30,9 \text{ kN}$

Rotura por cono de hormigón:

$$N_{Rd,c} = N_{Rdc}^0 * f_B * f_{A,N_1} * f_{A,N_2} * f_{R,N} \quad (28)$$

$$f_{A,N_1} = 0,5 + \frac{s_1}{6 * h_{ef}} \quad (29)$$

$$f_{A,N_1} = 0,5 + \frac{180 \text{ mm}}{6 * 70 \text{ mm}} = 0,929$$

$$f_{A,N_2} = 0,5 + \frac{s_2}{6 * h_{ef}} \quad (30)$$

$$f_{A,N_2} = 0,5 + \frac{350 \text{ mm}}{6 * 70 \text{ mm}} = 1,333$$

$$f_{RN} = 0,23 + 0,51 \frac{c}{h_{ef}} \quad (31)$$

Donde

$$f_{RN} = 0,23 + 0,51 \frac{190 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 1,614$$

Resolviendo la ecuación 28:

$$N_{Rd,c} = 14,1 * 1,55 * 0,929 * 1,333 * 1,614$$

$$N_{Rd,c} = 43,682 \text{ kN}$$

$$N_{Rd} = \text{minimo de } N_{Rd,s} \text{ , y } N_{Rd,c}$$

$$N_{Rd} = 30,9 \text{ kN}$$

-Cálculo por cortante

Fallo del diseño por acero: $V_{Rd,s} = 39,4 \text{ kN}$

Fallo por desprendimiento:

$$V_{Rd,cp} = k * N_{Rd,c} \quad (32)$$

Donde $k = 2$, para anclajes M10

$$V_{Rd,cp} = 2 * 43,682 = 87,24 \text{ kN}$$

Resistencia de diseño por borde de hormigón:

$$V_{Rd,c} = V_{Rd,c}^0 * f_B * f_{\beta,v} * f_{AR,v} \quad (33)$$

$$\begin{aligned}
 f_B &= 1,55 \\
 f_{\beta,v} &= 1 \text{ para un } \beta = 0 \\
 f_{AR,V} &= \frac{3c + s_1 + s_2 + \dots + s_{n-1}}{3nc_{min}} * \sqrt{\frac{c}{c_{min}}} \quad (34) \\
 f_{AR,V} &= 1,922
 \end{aligned}$$

Resolviendo la ecuación 33:

$$V_{Rd,c} = 14,4 * 1,55 * 1 * 1,922$$

$$V_{Rd,c} = 42,899 \text{ kN}$$

Diseño de resistencia cortante (V_{Rd})

$$V_{Rd} = \text{minimo de } V_{Rd,c} \text{ y } V_{Rd,s}$$

$$V_{Rd} = 39,4 \text{ kN}$$

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.

$$\beta_N = \frac{N_a}{N_{Rd}} = \frac{18,667}{30,9} = 0,604 \leq 1$$

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

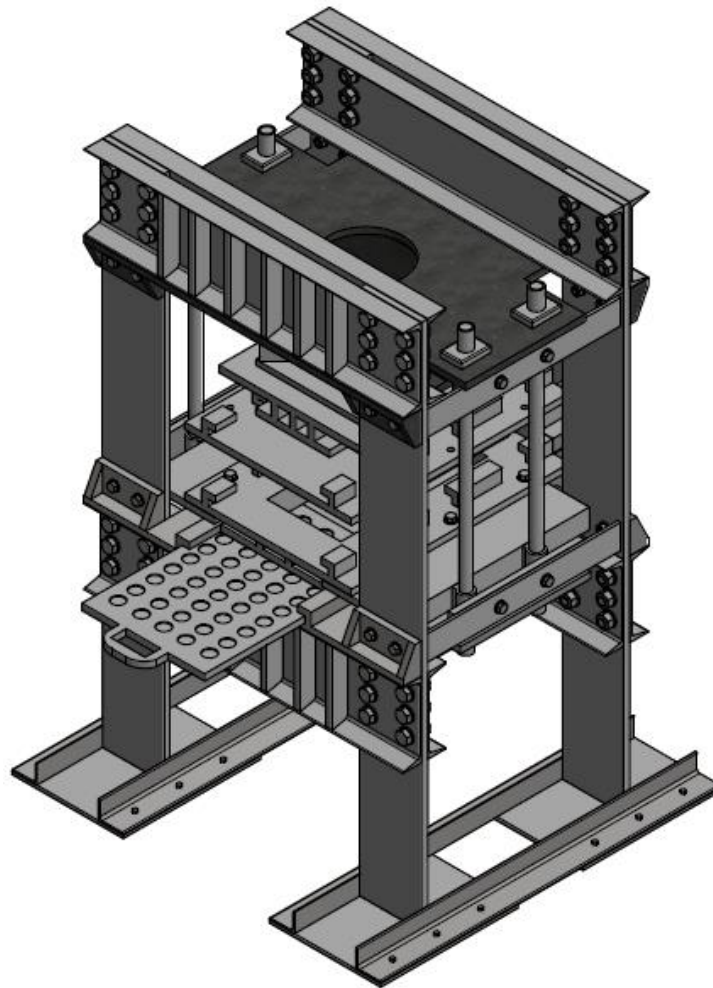
$$\beta_V = \frac{V_a}{V_{Rd}} = \frac{10,904 \text{ kN}}{39,4 \text{ kN}} = 0,277 \leq 1$$

Además, para el caso de anclajes sometidos a cargas combinadas se debe cumplir que:

$$\beta_{NV} = \beta_N + \beta_V = 0,604 + 0,277 = 0,881 \quad \beta_{NV} \leq 1,2$$
$$(0,604)^{1,5} + (0,277)^{1,5} = 0,615 \quad (\beta_N)^{1,5} + (\beta_V)^{1,5} \leq 1$$

El sistema de anclaje calculado cumple con los requisitos, por ende el diseño es satisfactorio.

Figura 76. Prensa hidráulica con el sistema de anclaje



Fuente: Los autores

En la figura 76, se evidencia el diseño final mecánico de la prensa hidráulica calculada.

3.2 DISEÑO HIDRÁULICO

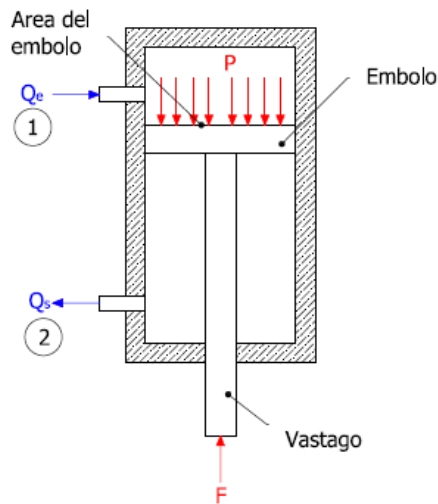
3.2.1 Diseño del cilindro hidráulico

Los cilindros hidráulicos también llamados motores hidráulicos lineales son actuadores mecánicos que son usados para dar una fuerza a través de un recorrido lineal.

3.2.1.1 Fuerza requerida para el prensado

El sistema que va a permitir realizar la compactación es un cilindro hidráulico de doble efecto (figura 77), por lo que se analizará su funcionamiento⁴⁰.

Figura 77 .Esquema básico del cilindro hidráulico.



Fuente: los autores

$$F_c = P * A_e \quad (35)$$

Dónde:

F_c : Fuerza de compactación.

P : Presión hidráulica dentro del cilindro.

⁴⁰ NISTAL, Florencio. Automatismos eléctricos, neumáticos e hidráulicos.5 ed. México: Paraninfo, 2008. 132 p.

A_e : Área del embolo.

Q_e : Caudal de entrada.

Q_s : Caudal de salida

El líquido ingresa por 1, generando una presión P sobre el émbolo, el cual se desplaza con una velocidad que depende del Q_e y del área de la sección de entrada, mientras que la fuerza F causada por el movimiento del vástago depende del área del embolo y de la presión P , con el fin de aplicar la carga necesaria para el prensado. Al momento del retorno las válvulas direccionales del circuito hidráulico se posicionan de tal manera que el líquido entra por 2, generando que el embolo regrese a su posición de inicio.

El circuito hidráulico con su respectivo funcionamiento se muestra con más detalle en el numeral 3.2.2.1.(Selección de los componentes del circuito hidráulico).

3.2.1.2 Disposición del cilindro hidráulico

Con el fin de minimizar los tiempos de apertura y cierre de la prensa, es necesario diseñar un sistema que permita una carrera rápida del émbolo sin esfuerzo hasta alcanzar el material que se va a compactar, y a continuación un recorrido lento en el cual se va aplicar la presión de compactación calculada anteriormente generando así un ciclo típico de trabajo para la prensa.

De acuerdo a éste requerimiento es necesario regular la velocidad con la cual se desplaza el émbolo del cilindro hidráulico de doble efecto, así que se podría utilizar una bomba auto reguladora, generando altos costos. Con el fin de evitar el aumento de precio de la máquina se decide implementar dos bombas que suministren diferentes caudales uno alto con baja presión para la carrera de aproximación y retorno, y otra con bajo caudal que genere alta presión para realizar el prensado.

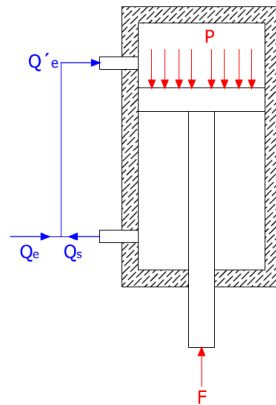
Con el fin de acelerar el proceso se requieren manejar tiempos cortos por lo que se tienen en cuenta varias disposiciones del cilindro hidráulico en el momento de diseñar el circuito. Entre estas se encuentran: la disposición directa, recirculante y de retorno independiente.⁴¹

- **Directa:** en ésta, el cilindro cuenta con entrada y salida independiente de caudal (figura 77), la implementación de este sistema es de bajo costo ya que no se requieren de muchas válvulas.

⁴¹ APOLINARIO Julca y JOEL Angel. Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1,2 x 0,5 m. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Lima: Pontificia Universidad Católica de Perú. Facultad de Ciencias e Ingeniería, 2015. 108 p.

- **Recirculante:** El aceite que sale del cilindro es recirculado gracias a un juego de válvulas que posee el sistema (Figura 78), en donde la velocidad depende de la bomba auto reguladora, por lo tanto ésta disposición es poco económica.

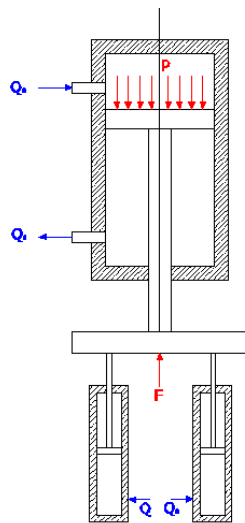
Figura 78. Cilindro hidráulico en disposición recirculante.



Fuente: los autores

- **Retorno independiente:** El retorno del vástago es independiente (figura 79), para lo cual se utiliza un mecanismo de retorno o un cilindro hidráulico que genera el retorno del émbolo muy rápido. Ésta disposición es muy costosa y se implementa en empresas donde requieren que los procesos muertos sean lo menores posibles.

Figura 79. Cilindro hidráulico en disposición de retorno independiente.



Fuente: los autores

La disposición que se va a escoger por sus ventajas prácticas y económicas, es la directa, ya que brinda las características de velocidad exigidas por la empresa Sistemas y Moldeados Arquitectónicos, SIMA S.A.S. y es de bajo costo en comparación con las otras.

3.2.1.3 Cálculo del vástago y diámetro de embolo del cilindro hidráulico

El vástago del cilindro hidráulico es un elemento sometido a compresión general; según Shigley⁴² el análisis y diseño de los elementos sometidos a compresión difieren de manera significativa de los análisis sometidos a tensión y a tracción

La dimensión del vástago, se debe calcular por pandeo; utilizando la ecuación de Euler se tiene que:

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad (36)$$

Dónde:

P_{CR} : Fuerza Crítica

E : Módulo de Rigidez

I : Momento de inercia

L_e : Longitud equivalente del vástago

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{\rho}\right)^2} \quad o \quad \frac{S_{cr}}{E} = \frac{\pi^2}{\left(\frac{L_e}{\rho}\right)^2} \quad (37)$$

S_{cr} : Carga unitaria critica

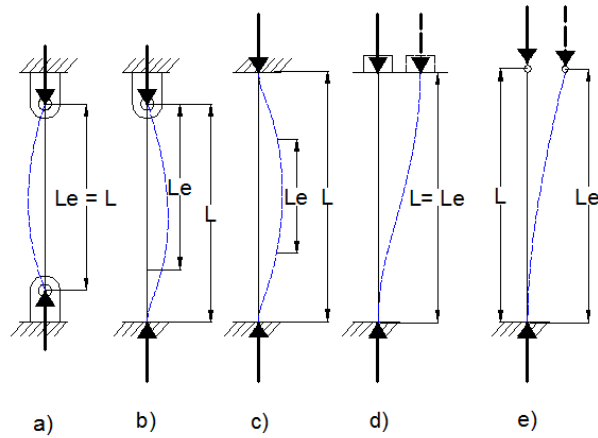
A : Área del vástago

ρ : Radio de giro

La carga unitaria crítica del vástago depende del módulo de rigidez y de la razón de esbeltez del vástago $\frac{L_e}{\rho}$.

⁴² BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p

Figura 80. Condiciones en los extremos de vástagos.



Fuente: Longitudes de columna equivalentes para diversas condiciones en los extremos.⁴³

Cuadro 16. Equivalencia de longitud respecto a las condiciones en los extremos

Recomendaciones mínimas de la AISC	a) $L_e = L$	b) $L_e = 0,8 L$	c) $L_e = 0,65 L$	d) $L_e = 1,2 L$	e) $L_e = 2,1L$
------------------------------------	-----------------	---------------------	----------------------	---------------------	--------------------

Las condiciones aplicables al vástago se encuentran en la figura 80.c, donde L se refiere a la longitud del vástago (carrera del cilindro hidráulico); para el presente caso el valor es de 210 mm , por ende la longitud equivalente es:

$$L_e = 0,65 L = 0,65 * 210\text{mm} = 136,5\text{ mm}$$

Ésta longitud es el dato a introducir en la ecuación 37.

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = S_y - \frac{S_y^2}{4\pi^2 E} \left(\frac{L_e}{p} \right)^2 \quad (38)$$

La razón de esbeltez es:

$$\lambda = \frac{L_e}{p} = \frac{136,5\text{mm}}{\frac{d}{4}} = \frac{546\text{mm}}{d}$$

⁴³ JUVINALL, Robert y MARSHEK, Kurt. Diseño de elementos de máquinas. 2 ed. México: Limusa Wiley, 2013.120 p

Comercialmente se encuentra que el material utilizado para la fabricación de vástagos es Acero Cromado Plata C45, cuyas propiedades son:

$$E = 297 \text{ GPa} \text{ y } S_y = 413,8 \text{ MPa}$$

Ahora se reemplazan los anteriores valores en la ecuación 37, por lo que:

$$S_{cr} = 413,8 \text{ MPa} - \frac{(413,8 \text{ MPa})^2}{4\pi^2 * 207000 \text{ MPa}} \left(\frac{546 \text{ mm}}{d}\right)^2$$

$$S_{cr} = 413,8 \text{ MPa} - 0,0208 \left(\frac{546 \text{ mm}}{d}\right)^2$$

Para el pandeo, se debe cumplir:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{adm} = \frac{S_{cr}}{F.S}$$

Según el ingeniero Benjamín Barriga (selección de cilindros y bombas hidráulicas, Perú, Lima, 2015)⁴⁴, señala en su trabajo que el factor de seguridad recomendado para el cálculo por pandeo de cilindros hidráulicos, varía entre 3 y 8, por lo que se considerará un factor de seguridad de 4,5

$$\frac{980000 \text{ N}}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{413,8 \text{ MPa} - 0,0208 \left(\frac{546 \text{ mm}}{d}\right)^2}{4,5}$$

$$d \geq 116,55 \text{ mm}$$

El diámetro comercial de éste vástago es de 120mm por lo que el factor de seguridad de éste va a ser de 4,77.

La presión de trabajo, a la cual va a estar sometido el circuito hidráulico en el momento de la compactación es de 3000 *psi*, más adelante se explica de donde sale; teniendo esta presión y la fuerza de compactación de 980000 *N*, el diámetro del embolo es de:

⁴⁴ El ingeniero Benjamín Barriga , señala en su trabajo que el factor de seguridad recomendado para el cálculo por pandeo de cilindros hidráulicos, varía entre 3 y 8.

$$A_e = \frac{F_c}{P_t} \quad (39)$$

Donde

F_c : Fuerza de compactación

P_t : Presión de trabajo

d_e : Diámetro del embolo

De la ecuación 38 se tiene

$$A_e = \frac{F_c}{P_t} = \frac{980000 \text{ N}}{20 \text{ MPa}} = 49000 \text{ mm}^2$$

$$A_e = \frac{\pi * (d_e)^2}{4}$$

$$d_e = \sqrt{\frac{A_e * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{49000 \text{ mm}^2 * 4}{\pi}}$$

$$d_e = 250 \text{ mm}$$

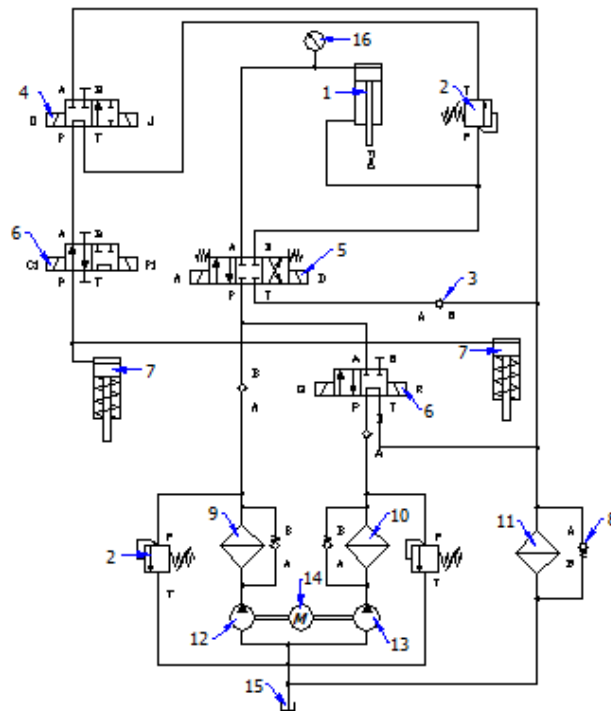
El diámetro del embolo del cilindro hidráulico de doble efecto es de 250 *mm* y el diámetro del vástago es de 120*mm*.

3.2.2 Circuito hidráulico

Para el diseño del circuito hidráulico se deben tener en cuenta las siguientes condiciones:

El cilindro hidráulico debe ser de doble efecto, accionado por medio de una válvula de distribución con solenoides. La presión de trabajo de éste cilindro va a estar controlada mediante válvulas limitadores de presión para cada una de las bombas. Se va a implementar un motor acoplado a dos bombas, una de alto caudal para el recorrido en vacío y otra de bajo caudal presente en la compactación del adoquin. Estarán presentes dos cilindros hidráulicos de simple efecto con retorno por muelle, los cuales van a accionar el depósito del material.

Figura 81. Circuito hidráulico de la prensa hidráulica

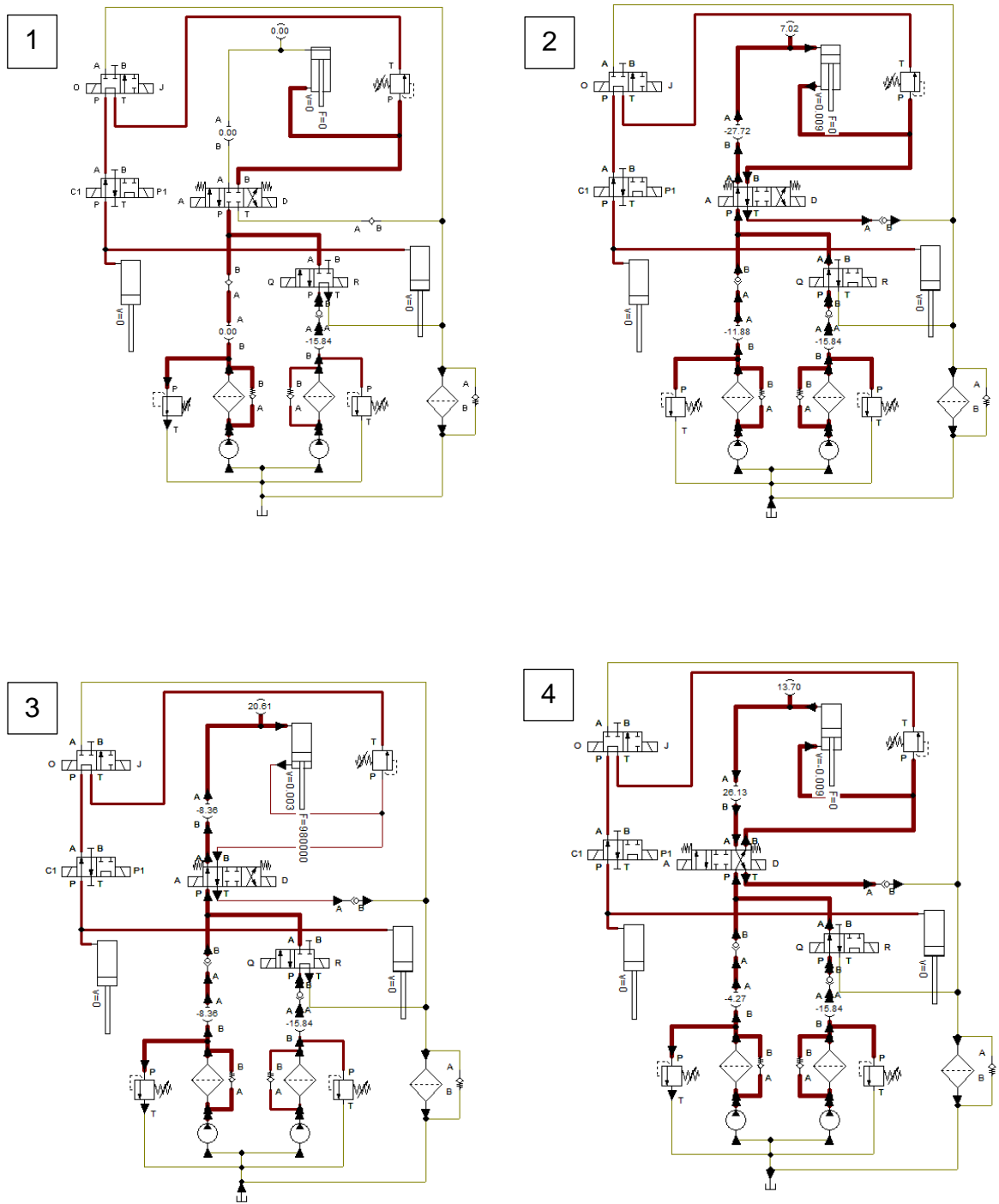


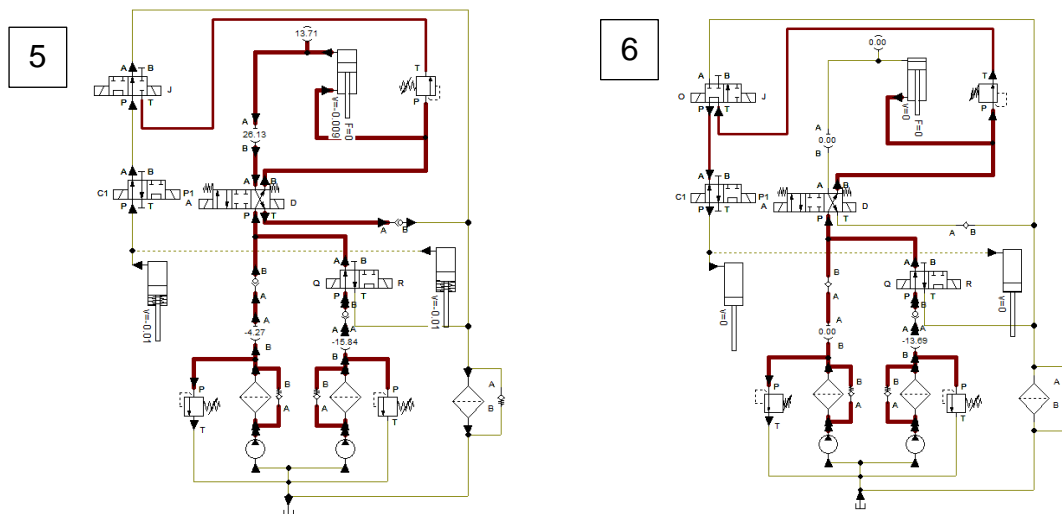
- | | |
|--|---|
| 1. Cilindro hidráulico de doble efecto | 9. Filtro de succión (Bomba A) |
| 2. Válvula limitadora de presión | 10. Filtro de succión (Bomba B). |
| 3. Válvula check | 11. Filtro de retorno. |
| 4. Válvula de distribución de 4/2 posiciones, activada por solenoides. | 12. Bomba A (bomba de bajo caudal-alta presión) |
| 5. Válvula direccional de 4/3 posiciones, accionada por solenoides con retorno por muelle. | 13. Bomba B (bomba de alto caudal-baja presión) |
| 6. Válvula de distribución de 4/2 posiciones, activada por solenoides. | 14. Motor eléctrico |
| 7. Cilindro de simple efecto con retorno por muelle. | 15. Tanque de aceite. |
| 8. Válvula antiretorno | 16. Manómetro |

Fuente: los autores

Principio de funcionamiento: La prensa hidráulica cuenta con tres cilindros hidráulicos (figura 81), los cuales van a realizar una serie de movimientos ordenados, necesarios para el proceso de fabricación de las losetas de adoquin, estos movimientos se dividen en 6 etapas las cuales se indican en la figura 82. Para realizar la simulación de este proceso se utiliza el software FluidSim (Anexo D. Simulación del circuito hidráulico), para entender un poco la didáctica de visualización que ofrece éste software, se debe tener claro la dirección del aceite (delineado en tono café), la cual indica a la entrada y salida de cada componente por medio de una flecha, La simbología indicada en el circuito se indica en el inciso 3.2.3.

Figura 82 .Ciclo de compactado de las losetas de adoquin en la prensa hidráulica.
Software FESTO FluidSim.





A continuación se explican las etapas del proceso.

- **Etapas 1 (Posición inicial de los elementos)**

El vástago del cilindro hidráulico de doble efecto se encuentra en la posición inicial, mientras que los dos cilindros hidráulicos de simple efecto (sistema de guías) están contraídos gracias a la presión que ejerce el aceite sobre éstos; mientras que las 2 bombas están trabajando, las electroválvulas de 4/2 posiciones y 3/2 posiciones se encuentran en su posición neutra, lo que genera que no haya flujo de aceite por ellas, activándose la válvula limitadora de presión del lado de la bomba A y llevando el fluido a tanque.

- **Etapas 2 (Descenso del vástago del cilindro hidráulico principal)**

Las electroválvulas de 4/3 posiciones y de 4/2 posiciones (seguida de la bomba B) cambian de posición, se accionan las válvulas limitadoras de presión junto con las válvulas check, permitiendo que el vástago del cilindro hidráulico de doble efecto (unido a la mesa móvil) descienda a una velocidad de $0,009 \text{ m/s}$ gracias al flujo de aceite generado por las dos bombas. En esta etapa, el vástago del cilindro hidráulico no encuentra oposición alguna, por lo tanto se visualiza $F = 0 \text{ N}$.

- **Etapas 3 (Compactación de la loseta)**

Cuando el vástago del cilindro hidráulico recorre 180 mm , la electroválvula de 4/2 posiciones, obstruye el paso del aceite generado por la bomba B

(accionamiento del solenoide R); en éste instante el porta-molde entra en contacto con el adoquin, generando que durante la compactación el vástago disminuya su velocidad a $0,003 \text{ m/s}$. La presión de trabajo se encuentra controlada gracias a la válvula de alivio de la bomba A, tarada a 20 MPa , produciendo una fuerza de compactación en el vástago de 980000 N durante los 30 mm restantes de la carrera.

- **Etapas 4 (Ascenso del vástago del cilindro hidráulico principal)**

Se activan los solenoides D y Q de las electroválvulas de 4/3 posiciones y de 4/2 posiciones respectivamente, permitiendo que el vástago del cilindro hidráulico de doble efecto ascienda a una velocidad de $0,009 \text{ m/s}$ gracias al flujo de aceite generado por las dos bombas.

- **Etapas 5 (Ascenso del sistema de guías)**

La electroválvula de 4/2 posiciones, cambia de posición (accionamiento del solenoide J), una vez que el vástago del cilindro hidráulico a recorrido 40 mm , permitiendo que los vástagos de los cilindros de simple efecto asciendan (lleva al sistema de guías a su posición final), llevando el flujo de aceite a tanque, pasando por el filtro de retorno, dejando así la loseta libre para ser retirada de la máquina.

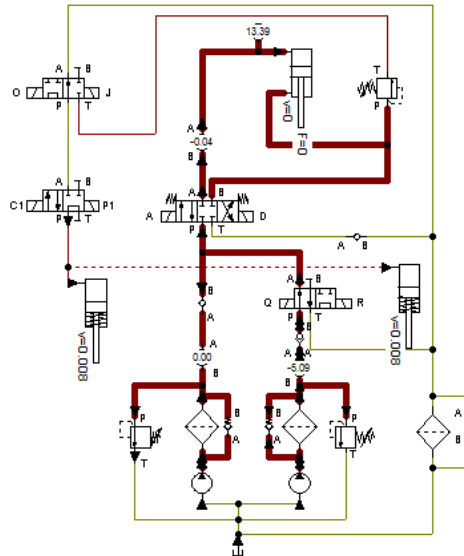
- **Etapas 6 (Retorno a la posición inicial de los elementos)**

El vástago del cilindro hidráulico de doble efecto llega al inicio de carrera antes que los vástagos de los cilindros hidráulicos de simple efecto, una vez que los tres se encuentran vacíos, las electroválvulas de 4/2 posiciones y de 4/3 posiciones, cambian de posición, ocasionando que el flujo de aceite se dirija hacia el área mayor de los cilindros de simple efecto, descendiendo los vástagos de éstos y quedando todos los elementos del circuito hidráulico en posición inicial para un nuevo ciclo.

Teniendo en cuenta las anteriores etapas, el proceso tiene una duración de 55 segundos.

Parada de Emergencia:

Figura 83. Activación de la parada de emergencia



La electroválvula de 4/2 posiciones actúa en caso de que se de una parada de emergencia, por lo que se acciona el solenoide P1, estancando el flujo de los cilindros y deteniendo el movimiento de cada uno de ellos. Con el fin de reiniciar el proceso, como se va a mostrar más adelante en la parte de accionamiento de la máquina, se pulsa SR generando que los componentes del circuito hidráulico queden en posición inicial y dando paso a un nuevo ciclo del proceso (figura 83).

Llegado el caso de que los filtros se tapen, las válvulas antiretorno paralelas a éstos, permiten una vía alternativa al flujo, con el fin de que no se estanque el fluido y dañe algunos elementos del circuito.

3.2.2.1 Selección de los componentes del circuito hidráulico

3.2.2.1.1. Bombas Hidráulicas

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al

sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud.⁴⁵

Tipos de bombas

Según el tipo de accionamiento.

- **Electrobombas:** Genéricamente, son aquellas accionadas por un motor eléctrico, para distinguirlas de las motobombas, habitualmente accionadas por motores de combustión interna.
- **Bombas neumáticas** que son bombas de desplazamiento positivo en las que la energía de entrada es neumática, normalmente a partir de aire comprimido.
- **Bombas de accionamiento hidráulico**, como la bomba de ariete o la noria.
- **Bombas manuales.** Un tipo de bomba manual es la bomba de balancín.

Por lo anterior, la electrobomba es una de las más apropiadas a implementar en la prensa hidráulica, por lo que va a elegir una referencia comercial que satisfaga nuestras necesidades, teniendo en cuenta el caudal a operar y la presión a la que van a estar sometidas.

Presión de trabajo. Esta presión es dependiente del área del embolo del cilindro hidráulico de doble efecto (ecuación 38), y de la fuerza de compactación, con lo que se puede concluir que, entre mayor sea el área del embolo menor va a ser la presión de trabajo. Industrialmente los motores de alta presión están entre los 2500 y 3000 *psi*, por esta razón la presión de trabajo a la que va a estar sometido el circuito hidráulico va a ser de:

$$P_t = 3000 \text{ psi}$$

De la ecuación 39 se tiene que el área del embolo es 49000 *mm*².

⁴⁵ WIKIPEDIA, Bomba hidráulica, 2003. https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica

El caudal depende del Área del embolo y la velocidad con la que este se desplaza

$$Q_a = V_{max} * A_e \quad y \quad Q_b = V_{min} * A_e \quad (40)$$

Donde

Q_a : Alto Caudal

Q_b : Bajo caudal

V_{max} : Velocidad del embolo en vacío

V_{min} : Velocidad del embolo compactando el material

Como velocidades en vacío y compactación se va a considerar:

$$V_{max} = 0,009 \frac{m}{s} \quad y \quad V_{min} = 0,003 \frac{m}{s}$$

De la ecuación 40 se obtiene:

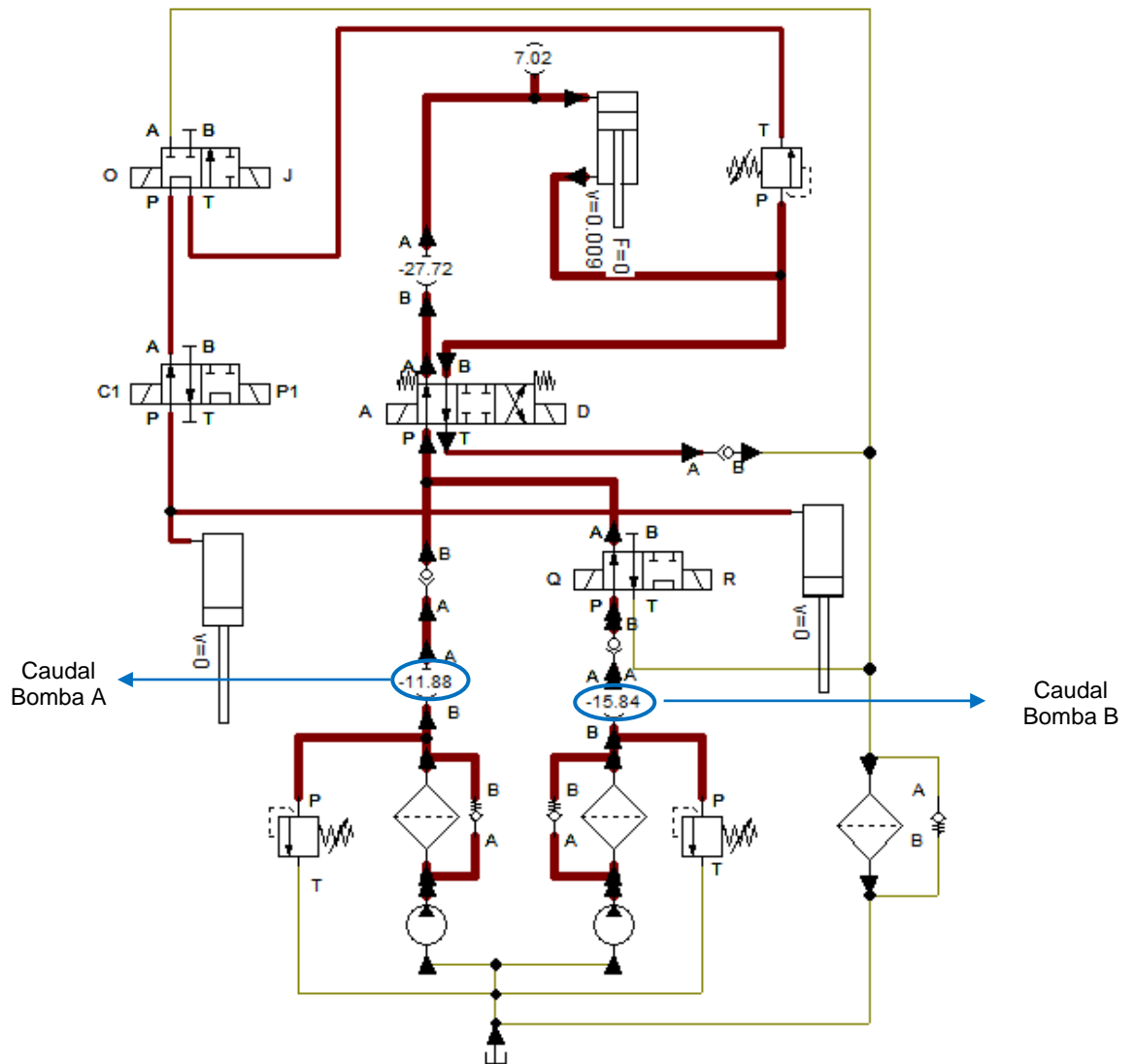
$$Q_a = V_{max} * A_e = 0,0094 \frac{m}{s} * 0,04908 m^2$$

$$Q_a = 0,0004613 \frac{m^3}{s} = 26,68 \frac{l}{min}$$

Este caudal (Q_a) tiene una parte de la bomba de alto caudal baja Presión (Bomba B) y parte de la bomba de bajo caudal alta presión (Bomba A). Con la ayuda del software FluidSim FESTO se visualiza en la simulación del circuito el caudal que cada una de las bombas aporta (figura 84), por lo que:

$$Q_{bomba A} = 11,88 \frac{l}{min} \quad y \quad Q_{bomba B} = 15,84 \frac{l}{min}$$

Figura 84. Caudales entregados por cada una de las bombas, en el inicio del proceso de compactación.



Por lo general, la velocidad de los motores eléctricos para el movimiento de bombas es de 1800 rpm; con el fin de determinar el valor del desplazamiento de cada una de las Bombas, se aplica la siguiente ecuación:

$$V_p = \frac{Q}{rpm} \quad (41)$$

Donde:

V_p : Desplazamiento de la bomba

rpm : Revoluciones por minuto del motor

- **Bomba A:**

$$V_{pA} = \frac{Q_{bombaA}}{rpm} = \frac{11,88 \frac{l}{min}}{1800 rpm} = 0,0066 \frac{l}{rev}$$

- **Bomba B:**

$$V_{pB} = \frac{Q_{bombaB}}{rpm} = \frac{15,84 \frac{l}{min}}{1800 rpm} = 0,0088 \frac{l}{rev}$$

Cuadro 17. Características de las bombas seleccionadas

Fabricante	Modelo	Presión continua de servicio (bar)	Desplazamiento cm^3/rev
Casappa-Polaris	PL 20.8 DO-82E2-LEA/EA-N	300	8,9
Casappa-Kappa	KP 20*6,3	285	7

En el cuadro 17, se destacan las características de las bombas seleccionadas a implementar en el circuito hidráulico.

3.2.2.1.2 Selección de los cilindros hidráulicos de simple efecto con retorno por muelle

Teniendo en cuenta que la masa a manejar de cada uno de éstos cilindros es de 300 kg, su selección se basa simplemente en la carrera (200mm). Las características de los cilindros a implementar son (cuadro 18):

Cuadro 18. Características de los cilindros hidráulicos de simple efecto de retorno por muelle

Fabricante	Modelo	Capacidad(ton)	$d_v(mm)$	$d_e(mm)$
Larzep hydraulic	SM00523	5	25	30

3.2.2.1.3 Selección del motor eléctrico

Según el manual de hidráulica industrial⁴⁶, la potencia del motor eléctrico que se va implementar se calcula de la siguiente forma.

$$W = P_t * Q_{max} * 0,00058 \quad (42)$$

Donde

W : Potencia del motor en hp

Q_{max} : Caudal máximo en gpm

La anterior formula indica la potencia exacta que se está usando en el sistema. Los caballos de fuerza requerida para impulsar las bombas serán algo más altos que estos, ya que el sistema no es 100 % eficiente.

Si se toma en cuenta un porcentaje de eficiencia de 80 %, la ecuación 42 se modifica, quedando de la siguiente manera:

$$W = P_t * Q_{max} * 0,0007 \quad (43)$$

La presión de trabajo es de 3000 psi , ahora se analizará el caudal critico requerido para este motor, anteriormente el caudal máximo Q_a calculado fue de $27,72 \text{ l}/\text{min} = 7,32 \text{ gpm}$, este es suministrado por las dos bombas diseñadas anteriormente. De la ecuación 43 la potencia del motor es:

⁴⁶ Manual de hidráulica Industrial [en línea]. Bogotá D.C: VICKERS, 2013 [Consultado 02 de Mayo de 2016]. Manual%20de%20Hidráulica%20Industrial%20-%20Vickers.pdf

$$W = 3000\text{psi} * 7,32\text{gpm} * 0,0007$$

$$W = 15,37\text{ hp}$$

La potencia del motor es de 15,37 hp.

En el cuadro 19 se destacan las características del motor a implementar.

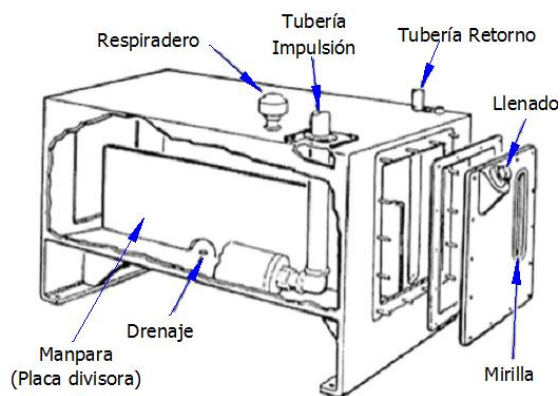
Cuadro 19. Características del motor MG 330 Salami

Fabricante	Modelo	Presión de trabajo P_1 (Bar – psi)	Presión de trabajo P_2 (Bar – psi)	Velocidad máxima (rpm)	Desplazamiento (cm^3/rev)
Salami	MG 330	240-3480	300-4350	3000	34,4

3.2.2.1.4 Selección del tanque

El depósito o tanque como es llamado en el manual de hidráulica (figura 85), tiene como funciones, primero almacenar el fluido que éste caso es aceite, hasta que el sistema lo solicite, también debe de tener un lugar para separar el aire del aceite, impidiendo que se formen cavitaciones en el sistema y facilitando el asentamiento de los contaminantes; un deposito bien diseñado debe ayudar a disipar cualquier calor que se genere en el sistema.

Figura 85. Deposito hidráulico no presurizado.



Fuente: Depósitos hidráulicos [en línea]. Bogotá D.C: Automatización industrial, 2011. <http://industrial-automatiza.blogspot.com/2011/06/deposito-hidraulicos.html>.

Un tanque grande siempre es el indicado para enfriar el aceite y separar los contaminantes. Como mínimo el tanque debe tener la capacidad para contener todo el fluido que el sistema requiere y mantener el nivel lo suficientemente alto para evitar el efecto de un “remolino” en la línea de entrada a la bomba. Si esto ocurre el aire entrara junto con el fluido generando un fenómeno llamado cavitación. Para que el tamaño del tanque sea adecuado se calcula con la siguiente ecuación⁴⁷.

$$\text{Tamaño del tanque} = \text{galones de la bomba gpm} * 3 \quad (44)$$

$$\text{Tamaño del tanque} = 7,32 \text{gpm} * 3$$

$$\text{Tamaño del tanque} = 21,96 \text{ galones} = 83,13 \text{ litros} \approx 100 \text{ litros}$$

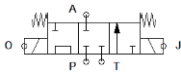
El tamaño del tanque tiene que ser lo suficientemente grande para almacenar 100 litros de aceite.

3.2.2.1.5 Selección de las válvulas direccionales

Estas válvulas cuentan con unos pasajes en su interior, los cuales permiten que el fluido que pasa por ellas cambien su dirección en el circuito hidráulico, gracias a una parte móvil llamada carrete, la cual se puede accionar por actuadores mecánicos, eléctricos o hidráulicos.

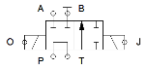
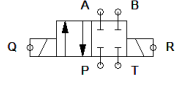



Nuestro circuito cuenta con 5 válvulas direccionales, cada una de las cuales esta accionada por dos solenoides, la selección de estas debe ser muy cuidadosa ya que los fabricantes las diseñan para que trabajen con unas características de su entorno como la presión y el caudal del aceite que circula por ellas, en el cuadro 20 se indican las válvulas a implementar en el circuito hidráulico de la prensa.

Cuadro 20. Válvulas a implementar en el circuito hidráulico

Cantidad	Fabricante	Modelo	Presion de trabajo (psi)	Caudal máximo (l /min)	Símbolo
1	Rexroth Bosh Group	WE6 6XE/O24N9 SO407	4569	60	

⁴⁷ Manual de hidráulica Industrial. Bogotá D.C: VICKERS, 2013. Manual%20de%20Hidráulica%20Industrial%20-%20Vickers.pdf.

Cuadro 20 (Continuación)

Cantidad	Fabricante	Modelo	Presion de trabajo(psi)	Caudal máximo (l /min)	Símbolo
1	Vickers	DG4V-3-2C-VM-U-H7-60	5075	80	
2	Vickers	DHI-0701/2-N	4700	51,1	
3	Sun Hydraulics	RDBA	5000	45,42	
3	Sun Hydraulics	CXBA	5000	37,85	
3	Have Hydraulik	CRK 3	7251	80	

3.2.2.1.6 Selección de filtros

Este componente del circuito hidráulico es muy importante, ya que es el encargado de mantener el aceite en unas condiciones apropiadas para que los demás elementos que se encuentran en el circuito hidráulico trabajen de una manera apropiada.

Hay dos clases de filtros, los que se ubican en la línea de presión y los que se ubican en la línea de retorno al tanque.

- Filtro ubicado en la línea de presión: Este filtro se encarga de proteger los elementos que son más delicados (válvulas direccionales) y no permiten impurezas mayores a 10 micrones⁴⁸, es de gran importancia en el momento de seleccionar el filtro saber la presión a la cual está sometida la línea.
- Filtro ubicado en la línea de retorno al tanque: Este filtro se encarga de restringir el paso de las impurezas mayores a 25 micrones, y mantiene el tanque del aceite libre de estas, lo cual permite que las bombas trabajen de una forma indicada, y al mismo tiempo protege las partes internas de esta.

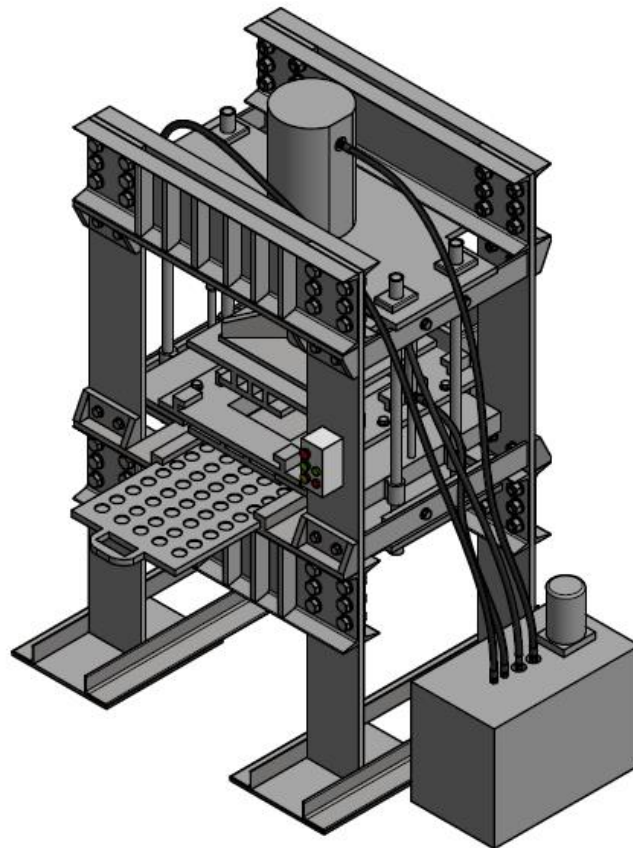
⁴⁸ Ibíd

Cuadro 21. Filtros a implementar en el cilindro hidráulico

Cant.	Nombre	Fabricante	Modelo	Presión máxima (psi)	Caudal (l/min)	Elemento de filtro (μm)
2	Filtro (línea de presión)	Parker	SERIE DE WPF	3000	500-1000	2, 5 y 10
1	Filtro (línea de retorno)	Parker	03-TANK SERIE TOP FILTROS-PT	150	189,27	2,5,10 y 20

Como se puede ver en los cuadros 20 y 21, se tienen las referencias comerciales de los elementos a implementar en el circuito hidráulico.

Figura 86. Prensa hidráulica con los componentes mecánicos e hidráulicos



Fuente: Los autores

En la figura 86, se observa la prensa hidráulica con los componentes mecánicos e hidráulicos.

3.3 SISTEMA DE CONTROL DE LA PRENSA HIDRÁULICA

La fabricación de losetas en adoquin por medio de una prensa hidráulica es un proceso repetitivo, en el cual no hay un buen manejo del tiempo por parte de los operarios en cuanto a la producción del mismo, con la implementación de un sistema semiautomático estos tiempos de producción van a ser menores, generando un aumento en la eficiencia del proceso.

Existe un concepto fundamental en torno a la automatización industrial y es el DCS (sistemas de control distribuidos)⁴⁹ en estos sistemas se encuentra el nivel de control dentro del que se destacan los PLCs o las estaciones de automatización que garantizan una homogeneidad en el producto final haciéndolo confiable.

La implementación del PLC, genera que la prensa hidráulica sea más eficiente en cuanto a sus procesos, ya que éstos están controlados por medio de una programación establecida de acuerdo a las necesidades de la empresa. Además permite que en un futuro ésta programación se pueda cambiar generando nuevas posibilidades en cuanto a su control.

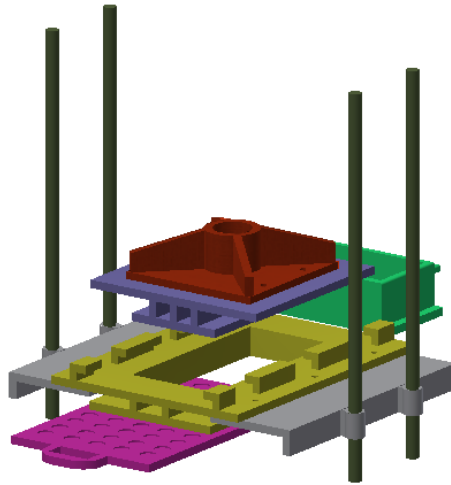
Con el trabajo en conjunto de sensores y actuadores, los procesos son más eficaces, debido a que cada uno de los componentes estarán desarrollando su función adecuadamente gracias a la interfaz del PLC, que permite que la comunicación hombre-máquina sea sencilla.

3.3.1 Características de los procesos que hacen parte del sistema de Control Distribuido:

La prensa hidráulica cuenta con dos procesos estándares para la fabricación de cada una de éstas losetas, manejadas por la empresa Sistemas y Modelados Arquitectónicos, SIMA S.A.S., las cuales son, línea 400 (40x40x6cm) y línea 600 (60x30x6cm). Para que la prensa fabrique estas dos líneas, necesita que sus piezas móviles desarrollen en forma secuencial cada uno de los procesos, determinados por el operario. En las figuras 87 y 88 se muestra las piezas que van a desempeñar las secuencias para la fabricación de las losetas con 2 vistas.

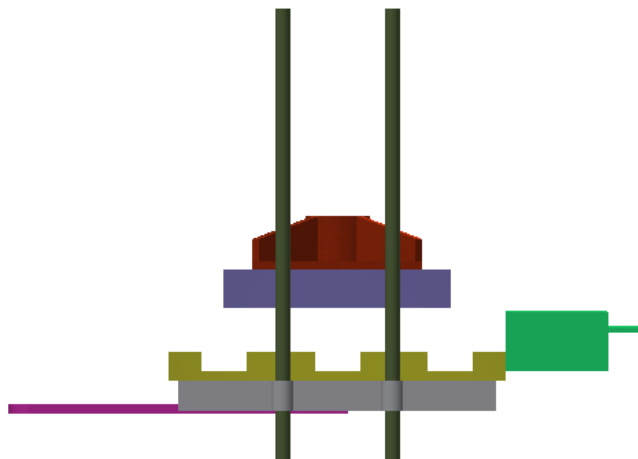
⁴⁹ WIKIPEDIA, Autimatización industrial, 2010. https://es.wikipedia.org/wiki/Automatización_industrial.

Figura 87. Partes móviles de la Prensa Hidráulica. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: los autores

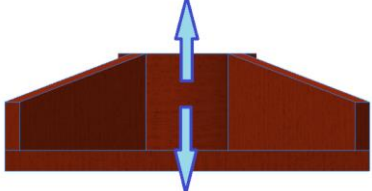
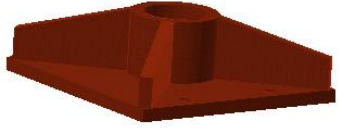
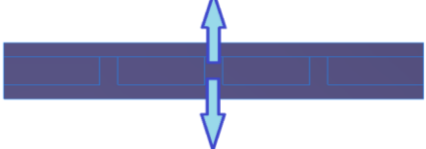
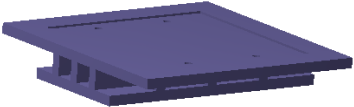

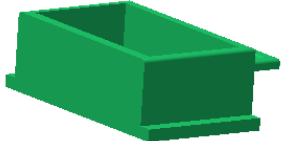
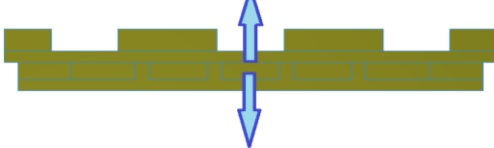
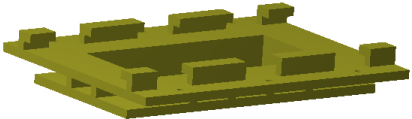
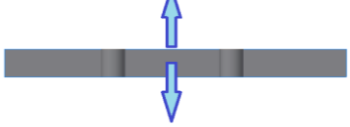
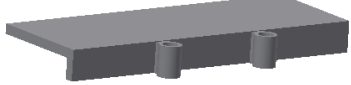

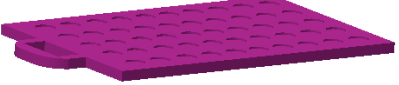
Figura 88. Partes móviles de la Prensa Hidráulica, vista lateral. Software Autodesk Inventor Professional 2016®.



Fuente: los autores

El movimiento de cada una de las anteriores piezas se presenta en el cuadro 22.

Cuadro 22. Movimiento de cada una de las piezas de la prensa hidráulica.

Nombre	Movimientos	Geometría
Mesa Móvil		
Porta-molde		
Porta-material		
Depósito de material		
Sistema de guías		
Molde		

Fuente: los autores

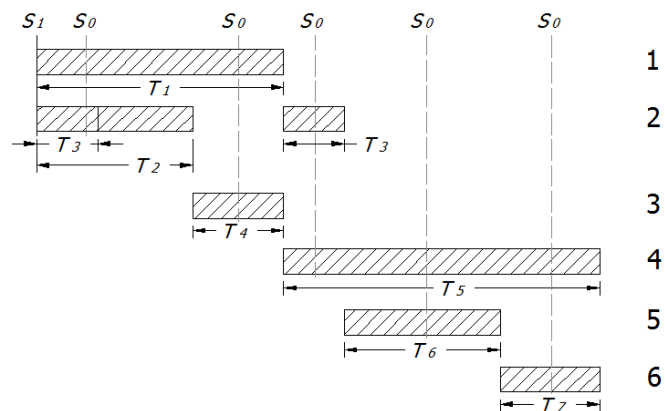
El PLC se encargará de controlar el movimiento independiente de cada una de las piezas siguiendo la siguiente secuencia de forma cíclica:

1. El porta-molde se introduce en los rieles de la mesa fija.
2. El porta-material se desplaza hacia la derecha, permitiendo el llenado de la materia prima en el depósito de material, una vez llenado éste, regresa a su posición inicial.
3. La mesa móvil unida al porta molde desciende hasta compactar el adoquín, realizado éste, regresa a su posición inicial.
4. Una vez compactado el material, sube el depósito de material gracias al sistema de guías al que esta pernada.
5. A continuación la loseta quede lista para retirar por el operario.

3.3.2 Diagrama de proceso

El diagrama de proceso (figura 89), permite ver de una manera secuencial, los movimientos de las electroválvulas accionadas por solenoides, las cuales cuentan con un sistema de identificación que se encuentra al lado de cada solenoide.

Figura 89. Diagrama de proceso



Fuente: los autores

3.3.3 Asignación de variables

Cuadro 23. Asignación de variables para el PLC

Operador Lógico	Símbolo	Comentario
<i>IN1</i>	S_1	Inicio del proceso
<i>IN7</i>	S_0	Parada de Emergencia
<i>IN8</i>	S_R	Reanudación de los elementos a la posición inicial una vez pulsado S_0 .
<i>OUT1</i>	1	Energización de la bobina 1 y activación del solenoide <i>A</i> de la válvula direccional de 4/3 posiciones
<i>OUT2</i>	2	Energización de la bobina 2 y activación del solenoide <i>Q</i> de la válvula direccional de 4/2 posiciones (válvula seguida de la bomba B)
<i>OUT3</i>	3	Energización de la bobina 3 y activación del solenoide <i>R</i> de la válvula direccional de 4/2 posiciones (válvula seguida de la bomba B)
<i>OUT4</i>	4	Energización de la bobina 4 y activación del solenoide <i>D</i> de la válvula direccional de 4/3 posiciones
<i>OUT5</i>	5	Energización de la bobina 5 y activación del solenoide <i>J</i> de la válvula direccional de 4/2 posiciones
<i>OUT6</i>	6	Energización de la bobina 6 y activación del solenoide <i>O</i> de la válvula direccional de 4/2 posiciones
<i>OUT7</i>	7	Energización de la bobina 7 y activación del solenoide <i>C1</i> de la válvula direccional de 4/2 posiciones
<i>OUT8</i>	8	Energización de la bobina 8 y activación del solenoide <i>P1</i> de la válvula direccional de 4/2 posiciones

3.3.4 Selección del PLC

Para la selección del Programador Lógico Programable (PLC), se deben tener en cuenta el número de entradas y salidas que se necesitan para el proceso de compactación de las losetas, además de que sea comercial. Debido a que el número de entradas son pocas, se va a implementar el Modicon M221 24 IO de referencia TM221CE24T, algunas de sus características se destacan en el cuadro 24.

Cuadro 24. Características del Modicon M221 24 IO TM221 CE24T.

Tensión nominal de alimentación	24V DC
Número de entrada discreta	14
Tipo de salida discreta	Transistor
Número de salida discreta	10
Tensión de salida discreta	5...250 VAC 5...125 VDC
Corriente de salida discreta	0.5 A
Tipo de protección	Sobrecargas y corto circuito de protección a 1A.

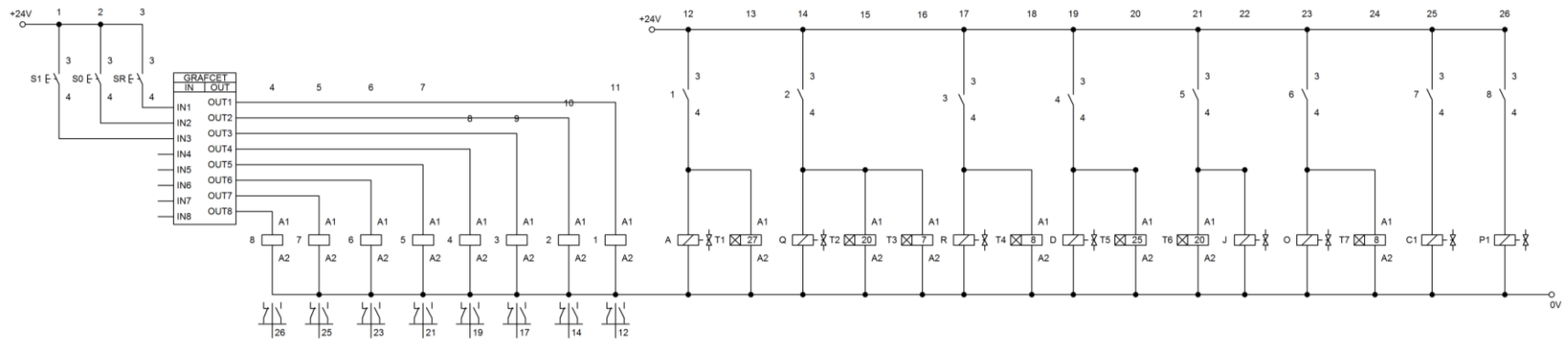
Figura 90. Modicon M221 24 IO TM221CE24T



Fuente: disponible en https://www.ops-ecat.schneider-electric.com/ecat/browse.do?conf=seo_US&el_typ=product&prd_id=TM221CE24T&scp_id=US_en

3.3.5 Circuito de control para el PLC

Figura 91. Programación en PLC



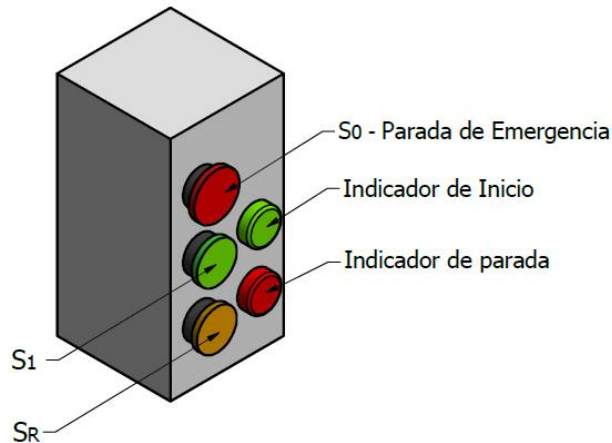
Fuente: los autores

En el circuito de la figura 91, se observa que el PLC Modicon M221 24 IO TM221 CE24T esta alimentado a una fuente de tensión continua de 24 V, en el cuadro de asignación de variables (cuadro 23), se encuentran los pulsadores S_1 el cual tiene como función iniciar el proceso, además se encuentra el pulsador S_0 , encargado de realizar la parada de emergencia y S_R para retomar el proceso, un vez es pulsado S_0 .

3.3.6 Centro de Mando del Operario

Éste cuenta con tres botoneras, además de los pilotos indicadores de inicio y parada del proceso. (figura 92).

Figura 92. Control de mando



Fuente: los autores

3.3.7 Principio de Funcionamiento del circuito de control

Al pulsar S_1 , se inicia el proceso, energizando las bobinas 1 y 2, cerrando sus contactos auxiliares y energizando los solenoides A y Q (encargados de activar las bombas de alto y bajo caudal respectivamente), dando paso a la activación de los temporizadores T_1 (27s), T_2 (20s) y T_3 (7s), generando que el flujo de aceite ingrese al área mayor del cilindro hidráulico, se desciende el vástago con una $v = 0,009 \text{ m/s}$; una vez transcurrido el tiempo del temporizador T_2 , se activa la salida 3 del PLC, energizando la bobina 3 y cerrando sus contactos auxiliares, dando paso a la energización del solenoide R y a la activación de T_4 (8s), restringiendo el flujo de aceite de la bomba B, cambiando la velocidad del vástago a $0,003 \text{ m/s}$ (instante en el que el vástago tiene contacto con el adoquin).

Los temporizadores T_1 y T_4 , se desactivan al tiempo; pasado esto, se activa la salida 4, energizando las bobinas 2 y 4, cerrando sus contactos auxiliares y dando paso a la energización de los solenoides Q y D , y activando de nuevo los temporizadores T_2 (20s) T_3 (7s) y T_5 (25s), generando que el cilindro hidráulico una vez llega al final de su carrera, el vástago comienza el ascenso; transcurrido el tiempo de T_3 (7s), se energiza la bobina 5 (la bobina 4 aún se encuentra energizada), accionando el solenoide J , y el temporizador T_6 (20s), tiempo en el que ascienden los vástagos de

los cilindros hidráulicos de simple efecto, llevando el flujo a tanque, en éste lapso de tiempo el vástago del cilindro hidráulico de doble efecto se encuentra ascendiendo. Una vez que el vástago del cilindro hidráulico de doble efecto se encuentra en su posición inicial (transcurrido el tiempo de T_6), se energiza la bobina 6, dando paso a la activación del solenoide O junto con el T_7 ($8s$), lapso en el que el operario retira la baldosa terminada, y coloca el porta-molde para iniciar de nuevo el proceso.

Si se genera una falla de cortocircuito, se pulsa S_0 , se detiene el ciclo. Para poder iniciar el proceso, se pulsa S_R , llevando a los componentes del circuito a su posición inicial, permitiendo pulsar S_1 para activar de nuevo el proceso.

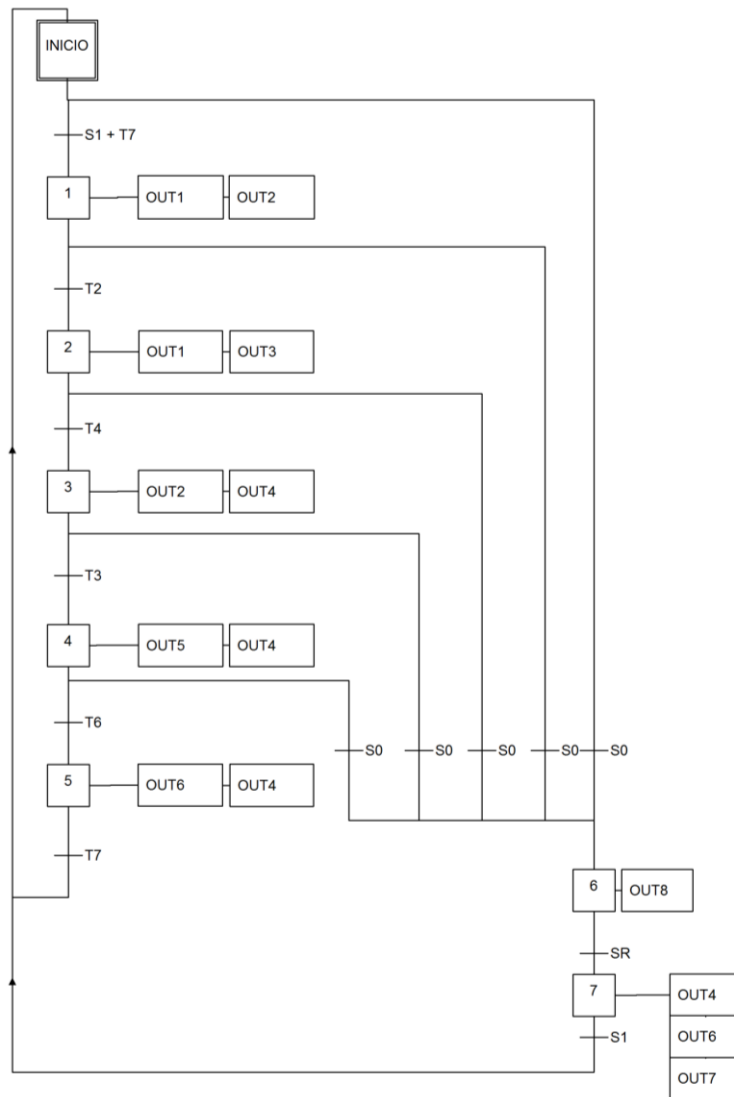
3.3.8 Programación en GRAFCET (Gráfico Secuencial de Funciones)

Es la programación secuencial del proceso, descomponiéndolo en una serie de etapas sucesivas y asociadas entre sí, mediante transiciones hasta formar un proceso cíclico, de tal manera que la última etapa debe retornar a la primera o a una etapa anterior.

En la figura 93 se indica el esquema de la programación del circuito para la prensa hidráulica en éste lenguaje.

Cada una de las características, funcionamiento y mantenimiento se encuentra el Manual de Usuario de la máquina. (Anexo B. Manual del usuario de la prensa hidráulica).

Figura 93. Diagrama Grafcet



Fuente: Los autores

El diagrama Grafcet (figura 93), permite visualizar con más claridad el cumplimiento del diagrama de proceso, siendo apropiado para la interfaz que maneja el PLC Modicon M221 24 IO TM221 CE24T. La duración del ciclo desde que el operario inserta el porta-molde hasta cuando es retirada la loseta y dejada en el lugar adecuado es de 68 segundos; por lo tanto en un tiempo diario de funcionamiento de 8 horas, se producirán aproximadamente 423 losetas.

3.4 ANÁLISIS DE COSTOS

A continuación se describen los elementos mecánicos, hidráulicos y de control requeridos para el ensamble de la prensa hidráulica (Cuadros 25, 26, 27) con su respectiva valoración (\$) establecida bajo un promedio de cotizaciones realizadas:

Cuadro 25. Costos del Sistema Mecánico

COSTOS SISTEMA MECANICO					
Descripción	Cant	Referencia	Proveedor	Valor unitario	Valor Total
Lámina HR de 25 mm en 1,20 X 2,40	2	A 36	Steckerl Aceros	\$ 1'020.670	\$ 2'041.340
Lámina HR de 25 mm en 1,20 X 2,40	2	ASTM 572 gr 50	Steckerl Aceros	\$ 1'311.300	\$ 2'622.600
Canal C 12x20.7 x 6.0m	8	A 36	Agofer	\$ 525.000	\$ 525.000
Ángulo de 4x1/4 x6 m	1	A 36	Steckerl Aceros	\$ 150.150	\$ 150.150
Perno hexagonal M30-3.5x80R con Tuerca y 2 arandelas 30N	48	Grado 8.8	Tornillos Edeal S.A.S	\$ 13.000	\$ 624.000
Perno hexagonal M20-2.5x70R con Tuerca y arandela 20N	30	Grado 5.6	Tornillos Edeal S.A.S	\$ 3.750	\$ 112.500
Anclaje HSL-3 M10/20	24		Hilti S.A.S	\$ 36.250	\$ 870.000
SUBTOTAL					\$ 6'945.590

Cuadro 26. Costos del Sistema Hidráulico

COSTOS SISTEMA HIDRAULICO				
Descripción	Cant.	Proveedor	Valor unitario	Valor total
Tanque hidráulico de 100 litros	1	Engeser Colombia S.A.S	\$ 19'750.000,00	\$ 19'750.000,00
Visor de nivel	1			
Filtro respiradero	1			
Filtro de succión	2			
Bomba doble	1			
Acople flexible	1			

Descripción	Cant.	Proveedor	Valor unitario	Valor total
Campana autocentrante	1			
Motor electrico 30 hp	1			
Válvula de alivio STACK	3			
Electroválvulas direccionales	4			
Subplacas electrovalvulas	4			
Check	3			
Control de presión	1			
Manómetro 0-5000 psi	1			
Filtro de retorno	1			
Cilindro hidraulico de doble efecto	1		\$ 9'955.000,00	\$ 9'955.000,00
Cilindro hidraulico de simple efecto con retorno por muelle	2		\$ 1'934.000,00	\$ 3'868.000,00
SUBTOTAL				\$ 33'573.000,00

Cuadro 27. Costos del Sistema de Control

COSTOS SISTEMA DE CONTROL					
Descripción	Cant.	Referencia	Proveedor	Valor unitario	Valor total
PLC TM221CE24T	1	Modicom	Sheneider Electric	\$ 2'300.000	\$ 2'300.000
SUBTOTAL					\$ 2'300.000
TOTAL					\$ 42'818.590

El costo Total de la Prensa Hidráulica es de \$42.818.590 (Cuadro 27), sin incluir mano de obra ni ensamblaje.

Por conocimiento del señor gerente Diego Joaquín Silva, el montaje de una prensa hidráulica está estimado alrededor de los \$ 3'000.000, proporcionando un costo total de **\$45'818.590**.

CONCLUSIONES

La prensa hidráulica diseñada se optimizó teniendo en cuenta dentro de su análisis una serie de factores de seguridad que permiten dar garantía del funcionamiento de la misma.

Se incorporaron atiesadores a los diversos componentes mecánicos, estratégicamente ubicados con el fin de disminuir el valor de los esfuerzos que éstos soportan.

Las cargas generadas en los nudos del pórtico, fueron calculados por el método de Cross, ya que las ecuaciones que éste maneja son sencillas y los datos arrojados son precisos, facilitando así, el análisis de la configuración de la estructura.

Se evidenció que los elementos implementados en el circuito hidráulico son los necesarios para desempeñar el proceso de compactación, debido que para la optimización de las velocidades de operación del actuador hidráulico principal (cilindro hidráulico de doble efecto), se utilizaron dos bombas, que generaron mejora en el tiempo de trabajo.

La parte semiautomática de la prensa se realiza en 6 etapas con una duración del ciclo de 68 segundos, mediante la implementación del PLC Modicon M221 24 IO TM221 CE24T, con la ventaja de que éste puede ser reprogramable.

El costo de los elementos de la prensa hidráulica diseñada es de \$42'818.590, cuyos materiales son de fácil adquisición a nivel Nacional, adicionando \$3'000.000, correspondientes al montaje, obteniendo un costo total de **\$45'818.590**.

La prensa hidráulica fue diseñada con base a las necesidades propias que se ajustaran a la actividad operativa de la empresa Sistemas Innovadores y Modelados Arquitectónicos, SIMA S.A.S, debido a la demanda que actualmente tiene en la fabricación de losetas (Anexo E. Funcionamiento del diseño de la prensa hidráulica semiautomática tipo H de 100 toneladas).

Las prensas hidráulicas de 100 toneladas que actualmente son ofertadas, por información del gerente de la empresa Sistemas Innovadores y Modelados Arquitectónicos, SIMA S.A.S, su costo sobrepasa los 70 millones de pesos, por lo que el costo de la prensa diseñada es viable para su implementación.

RECOMENDACIONES

Recomendaciones para los operarios de la empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S

- Es necesario que la persona que va a manipular la máquina, lea previamente el manual de usuario (Anexo B. Manual del usuario de la prensa hidráulica), con el fin de velar por el buen funcionamiento y estado de la máquina.
- Cuando se realice alguna actividad de mantenimiento, es necesario que ésta quede registrada teniendo en cuenta que al momento de aplicarlo, la prensa debe estar desenergizada, contribuyendo así al historial de fallas de la máquina.
- En caso de realizar una reprogramación del PLC, es necesario que sea efectuada por el personal capacitado, verificando su estado mediante una simulación, ya que si se aplica directamente a la prensa sin la previa simulación, puede generar que el sistema de guías y el sistema del depósito de material choquen al cruzasen los movimientos.
- Cuando se quiera realizar el cambio del tipo de dimensiones de la loseta a fabricar, es necesario que el desmontaje de las piezas (Anexo F. Desmontaje de los elementos mecánicos de la prensa hidráulica) se realice con la maquina desenergizada.
- En caso de observar alguna fuga de aceite, es necesario suspender inmediatamente el funcionamiento de la prensa, registrando y reparando la falla.

Recomendaciones Académicas

- En el desarrollo de éste trabajo, fue necesario la verificación de los cálculos matemáticos mediante la aplicación de softwares
- Al realizar la ejecución de éste diseño, se identificó la importancia que posee la implementación de software en el diseño de máquinas, razón por la cual, es recomendable dar a conocer softwares que le permitan al estudiante de ingeniería electromecánica implementar en situaciones reales enfocados en las diferentes líneas de la carrera.
- Para el desarrollo de proyectos, es necesario tener dentro del plan académico una materia continua a la de metodología de investigación, en la cual el futuro ingeniero realice investigación en un proyecto aplicativo a la rama de interés.

BIBLIOGRAFÍA

Adoquines. Lima: Cementos Pacasmayo, 2014. Disponible en <http://www.cementospacasmayo.com.pe/productos-y-servicios/prefabricados/adoquines>. Fecha de navegación noviembre de 2015.

Anclajes estructurales. Bogotá D.C: línea prevención. Disponible en <http://www.lineaprevencion.com/ProjectMiniSites/IS42/html/cap-8/cap-8-3.html> Fecha de navegación noviembre de 2015

APOLINARIO Julca y JOEL Angel. Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1,2 x 0,5 m. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Lima: Pontificia Universidad Católica de Perú. Facultad de Ciencias e Ingeniería, 2015. 108 p.

BARBA MUÑOZ, Luis Fernando. Cálculo y diseño de una prensa hidráulica tipo C con capacidad de 20 toneladas. Instituto Politécnico Nacional México 2011 Disponible en tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/10483/17.pdf?sequence=1 Fecha de navegación octubre de 2015.

BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill, 2008. 440-441 p.

CABRERA, Ricardo. Lecciones teóricas de biofísica del CBC. Buenos Aires, Argentina. Disponible en http://ricuti.com.ar/no_me_salén/hidrostatica/FT_pascal.html. Fecha de navegación noviembre de 2015

CABRERA, Ricardo. Principio de Pascal. Argentina. Disponible en http://ricuti.com.ar/no_me_salén/hidrostatica/FT_pascal.html fecha de navegación octubre de 2015.

CASTILLO, Argimiro. Predimensionado de vigas y viguetas. Caracas, 2014. Disponible en http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/argicast/materias/materia2/CLASE_VIGA_S.html. Fecha de navegación Marzo de 2016

ECHEVERRY ROMERO, Michel Vanesa. Historia de la prensa hidráulica. Bogotá D. C: Slideshare, 2012. Disponible en http://es.slideshare.net/loren_michel/historia-de-la-prensa-hidraulica. Fecha de navegación noviembre de 2015

FLUIDCA S.A, Hydraulic Mechanical Presses. México. Disponible en <http://fluidca.com/nosotros.html> Fecha de navegación noviembre de 2015

GARCÍA, I y NARANJO, J. Resistencia a la compresión del adoquín de concreto. Sistema de estudios de postgrado. Disponible en https://scholar.google.es/scholar?cluster=15033548981405007249&hl=es&as_sdt=0,5. Fecha de navegación noviembre de 2015

GARZÓN, Andrés y QUINTERO, William. Diseño de una Prensa Hidráulica de 100 toneladas. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bogotá D.C: Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ingeniería. Departamento de Mecánica, 1994. 174 p.

HIDROGARNE, Prensa hidráulica MV-250. España, 22 Febrero de 2016. <http://www.hidrogarne.com/nueva-adaptacion-de-la-prensa-hidraulica-hidrogarne-mv-250e-para-trabajos-de-embuticion-profunda/>.

ICONTEC. Norma técnica colombiana NTC 4992 : losetas de concreto para pavimentos / ICONTEC Bogota 2001 39p

JIMÉNEZ, Andrés. Diseño y construcción de una prensa hidráulica para compactar carcasas de Cpu´s Universidad Distrital Francisco José de Caldas. Disponible en https://controlecologico.wikispaces.com/file/view/Articulo_IEEE.pdf

JUVINALL, Robert y MARSHEK, Kurt. Diseño de elementos de máquinas. 2 ed. México: Limusa Wiley, 2013.123 p.

MOTT, Robert. Resistencia de materiales. 5 ed. México: Prentice Hall Hispanoamericana, 2009. 735-736 p.

NISTAL, Florencio. Automatismos eléctricos, neumáticos e hidráulicos.5 ed. México: Paraninfo, 2008. 132 p.

Norma Técnica Colombiana, NTC 4992. Loseta de concretos para pavimentos. Bogotá D.C. :ICONTEC, 2004. cap 14.

Prensa hidráulica. Cuba: EcuRed, 2010. Disponible en http://www.ecured.cu/Prensa_hidr%C3%A1ulica. Fecha de navegación noviembre de 2015

PRENZLOW, C. Cálculo de estructuras por el método de cross: vigas continuas, pórticos, líneas de influencia, aplicación a emparrillados de vigas, placas y estructuras porticadas especiales; influencia de los acartelamientos. 3 ed. Barcelona [España]. Gustavo Gili, 1977. 14 p.
Sistemas Innovadores, Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S. Duitama, 2012. Disponible en <http://www.simaprefabricados.com/>. Fecha de navegación noviembre de 2015

Sistemas Innovadores, Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S. Duitama, 2012.
<http://www.simaprefabricados.com/>.

STOKYAR.07 de Abril, 2011. Las aplicaciones de las prensas hidráulicas.
Recuperado de:
http://www.articulo.org/articulo/39365/las_aplicaciones_de_las_prensas_hidraulicas.html

VICKERS, Manual de hidráulica Industrial. Bogotá D.C: 2013. Disponible en
[Manual%20de%20Hidráulica%20Industrial%20-%20Vickers.pdf](#). Fecha de
navegación noviembre de 2015

WIKIPEDIA, Autimización industrial, 2010. Disponible en
https://es.wikipedia.org/wiki/Automatización_industrial. Fecha de navegación
noviembre de 2015

WIKIPEDIA, Bomba hidráulica, 2003. Disponible en
https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica. Fecha de navegación
noviembre de 2015

www.metalactual.com/revista/12/procesostroquelado.pdf

www.simaprefabricados.com/.../pisos-y-enchapes-piedra-ecologica.html

www.tipos.co/tipos-de-prensas/

ANEXOS

Anexo A. Planos de la prensa hidráulica. Véase medio magnético.

Anexo B. Manual de usuario de la prensa hidráulica. Véase medio magnético.

Anexo C. Simulaciones de los elementos mecánicos. Véase medio magnético.

Anexo D. Simulación del circuito hidráulico y del circuito de control. Véase medio magnético.

Anexo E. Funcionamiento de la prensa hidráulica diseñado para la empresa Sistemas Innovadores y Modelados Arquitectónicos, SIMA S.A.S (Video). Véase medio magnético.

Anexo F. Desmontaje de los elementos mecánicos de la prensa hidráulica, para el cambio de producción de la línea de losetas (Video). Véase medio magnético.