



Facultad de Ingeniería Industrial y Mecánica
Ingeniería Mecánica

Tesis:

“Diseño de una Prensa Hidráulica de 40 Toneladas de Capacidad para Procesos de Deformación Plástica”

Bachiller

Elizabeth Dominguez Peche

para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

Lima – Perú

2 0 1 7

Agradecimientos

Quiero agradecer de manera especial a cada una de las personas que se han involucrado en el desarrollo de la presente, con su entusiasmo, sus consejos, sus recomendaciones y cada una de las palabras de aliento brindadas durante el proceso de su elaboración.

ÍNDICE

RESUMEN.....	i
INTRODUCCIÓN	iii
HISTORIA	v
CAPÍTULO 1: GENERALES	1
1.1. Antecedentes	2
1.2. Planteamiento del Problema.....	7
1.2.1. Identificación del Problema.....	7
1.2.2. Formulación del Problema.....	8
1.2.3. Justificación.....	8
1.2.4. Objetivos de la Investigación	9
1.2.5. Limitaciones.	10
1.2.6. Delimitación.....	10
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO	11
2.1. La Prensa Hidráulica	12
2.1.1. Tipos de Prensa	12
2.1.2. Partes de una Prensa Hidráulica	14
2.1.3. Diseño de Prensa.....	17
2.2. Análisis Estructural.....	23
2.2.1. Resistencia de Materiales.....	23
2.2.2. Esfuerzo	23

2.2.3. Apoyos y los Grados de Libertad	23
2.2.4. Diagrama de Cuerpo Libre	25
2.2.5. Esfuerzo Normal.....	26
2.2.6. Flexión.....	30
2.2.7. Torsión	39
2.2.8. Esfuerzos Combinados.....	41
2.2.9. Análisis de Estructuras Estáticamente Determinadas	45
2.2.10. Análisis de Estructuras Estáticamente Indeterminadas.....	49
2.3. Uniones Soldadas	52
2.3.1. Cálculo de la Resistencia de un Cordón de Soldadura	55
2.4. Hidráulica	57
2.4.1. Fundamentos de la Mecánica de Fluidos	57
2.4.2. Presión Hidráulica	63
2.4.3 Principio de Pascal	64
2.4.4. Ecuación de Continuidad.....	64
2.4.5. Partes de un Circuito Hidráulico	66
2.5. Software para Análisis Estructural RISA 2D Educational.....	84
CAPÍTULO 3: METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN	86
3.1. Metodología de Solución	87
3.1.1. Tipo de Investigación.....	87
3.3. Variables	87
3.4. Hipótesis	88
3.4.1. Hipótesis General.....	88

3.4.2. Hipótesis Específicas	88
3.5. Indicadores.....	88
3.6. Matriz de Consistencia	90
3.7. Operaciones de Variables	91
3.8. Identificación de Parámetros Preliminares.....	93
CAPÍTULO 4: DIMENSIONAMIENTO	96
4.1. Dimensionamiento Estructural.....	97
4.1.1. Dimensionamiento y Elección de Viga.....	97
4.1.2. Dimensionamiento y Elección de la Columna	105
4.1.3. Dimensionamiento del Sistema de Unión	111
4.1.4. Dimensionamiento del Sistema de Anclaje.....	119
4.1.5. Cálculos Complementarios en el Software Risa RISA 2D educational.....	121
4.1.6. Cálculos complementarios con el Software Workbench- ANSYS	134
4.1.7. Comparaciones entre los Métodos de Cálculo.....	137
4.2. Dimensionamiento del Sistema Hidráulico.....	137
4.2.1. Dimensionamiento y Análisis del Actuador	138
4.2.2. Dimensionamiento y Análisis de la Tubería	148
4.2.3. Dimensionamiento y Análisis de la Bomba	152
4.2.4. Dimensionamiento y Análisis del Depósito	157
CAPÍTULO 5: PRESENTACIÓN DE RESULTADOS	161
5.1. Columnas	162
5.2. Viga.....	163
5.3. Elementos para Anclaje.....	164

5.4. Cilindro Hidráulico	167
5.5. Pistón Hidráulico	168
5.6. Bomba Hidráulica	168
5.7. Conexiones Hidráulicas	169
5.8. Tanque Hidráulico	170
5.9. Otros Accesorios Hidráulicos.....	170
5.10. El Fluido Recomendado	170
CAPÍTULO 6: COSTOS	172
6.1. Estructural	173
6.2. Sistema Hidráulico.....	174
CONCLUSIONES	xii
SUGERENCIAS Y RECOMENDACIONES.....	xiv
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	xv
ANEXOS	xxiii
I. ENTREVISTAS A EXPERTOS	xxiv
II. ESPECIFICACIONES MANGUERA HIDRÁULICA 100 R12	xxix
III. ESPECIFICACIONES PARA PERFILES HEB.....	xxxI
IV. GRÁFICA DE MOODY – FACTOR DE FRICCIÓN.....	xxxiii
V. PLANOS.....	xxxv

LISTA DE FIGURAS

Figura N° i. 1: Prensa de balancín de Nicolas Briot (1626). (Patxi, 2 000).....	v
Figura N° i. 2: Prensa-cortador para acuñar. (Alfred H. Schütte, 1 913).....	vi
Figura N° i. 3: Esquema de la primera prensa hidráulica de Bramah. (Patxi, 2 000).	vii
Figura N° i. 4: Prensa de fricción para estampar de principios del siglo XX. (Schütte, 1 913).....	viii
Figura N° i. 5: Prensa excéntrica para embutir por estirado. (Schütte, 1 913).	ix
Figura N° i. 6: Prensa hidráulica tipo "H" de 50 Ton. (IGMA, 2 016).....	x
Figura N° i. 7: Prensa hidráulica Modelo HMI SEP, marco en C de 80 / ton 15 HP.....	x
Figura N° i. 8: Prensa hidráulica modelo DEP 200- SAHINLER de 300Ton / 22KW. (Euromaqindustrias, 2 016)	xi
Figura N° 2. 1: Prensa Hidráulica Tipo Pilar. (MAANSHAN BAIDE CNC MACHINERY CO,2 016)	13
Figura N° 2. 2: Prensa hidráulica de marco C . (MAQ IMPORT & EXPORT CO, 2 016) .	13
Figura N° 2. 3: Prensa hidráulica de marco H y cabezal desplazable MECAMAQ. (Direct Industry , 2 015)	14
Figura N° 2. 4: Partes principal. (Tengzhou Uni-Tech Co., Ltd., 2 016).....	15
Figura N° 2. 5: Partes principales de una prensa tipo C. (BTMT, 2 016)	16
Figura N° 2. 6: Partes principales de una prensa tipo pilar. (Yhl32-160, 2 016).....	16
Figura N° 2. 7: Diagrama de cuerpo libre de una viga de prensa hidráulica. (Elaboración propia, 2 017).....	17
Figura N° 2. 8: Diagrama de cuerpo libre de la columna de la prensa hidráulica. (Elaboración propia, 2 017)	18
Figura N° 2. 9: Tornillo para banco. (Grainger ,2 017).....	20
Figura N° 2. 10: Fresadora con mesa. (Correa, 2 017)	20

Figura N° 2. 11: Disposición de moldes para deformación de plástico por presión. (Tecnología de los Plásticos, 2 016).....	21
Figura N° 2. 12: Prensa para plásticos. (Tecnología de los Plásticos, 2 016).....	21
Figura N° 2. 13: Prensa compactadora de cartón. (Logist Market,2 017)	22
Figura N° 2. 14: Prensa provista de un sistema alimentador de rodillos. (Besco Machine,2 016).....	23
Figura N° 2. 15: Grafico apoyo simple. (Elaboración propia, 2 017)	24
Figura N° 2. 16: Grafico apoyo articulado. (Elaboración propia, 2 017)	24
Figura N° 2. 17: Grafico apoyo empotrado. (Elaboración propia, 2 017)	25
Figura N° 2. 18: Representación de una viga con su diagrama de cuerpo libre. (Mc Cormac, 2 011)	26
Figura N° 2. 19: Varilla sometida a esfuerzo normal. (Elaboración propia, 2 017).....	27
Figura N° 2. 20: Diagrama esfuerzo deformación idealizados. (Pytel Singer ,2 011).....	28
Figura N° 2. 21: Comportamiento de un cuerpo frente a un esfuerzo. (Mecánica De Materiales, 2 011)	29
Figura N° 2. 22: Viga sometida a esfuerzo cortante. (Beer, et al. 2 009)	30
Figura N° 2. 23: Fuerzas internas (corte positivo y momento flector positivo). (Elaboración propia, 2 017).....	32
Figura N° 2. 24: Efecto positivo de momentos externos. (Elaboración propia, 2 017)	32
Figura N° 2. 25: Efecto positivo de fuerzas externas. (Elaboración propia, 2 017)	32
Figura N° 2. 26: Diagrama de cuerpo libre viga simplemente apoyada. (Castillo, 2 016) .	33
Figura N° 2. 27: Corte imaginario de la viga en el punto D. (Elaboración propia, 2 017) ..	33
Figura N° 2. 28: Corte imaginario de la viga en el punto E. (Elaboración propia, 2 017) ..	34
Figura N° 2. 29: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para una viga simplemente apoyada. (Castillo, 2 016)	35
Figura N° 2. 30: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector. (Beer et al, 2 009) ...	36
Figura N° 2. 31: Deformaciones. (Pytel & Singer, 2 011)	36

Figura N° 2. 32: Deformación en sección de viga. (Hibbeler, 2 012)	38
Figura N° 2. 33: Par torsor. (Beer et al, 2 009)	40
Figura N° 2. 34: Aplicación de par torsor en eje. (Beer et al, 2 009)	41
Figura N° 2. 35: Aplicación de esfuerzos combinados en una viga. (Pytel & Singer ,2 011)	42
Figura N° 2. 36: Esquema de aplicación de esfuerzos en el plano x,y. (Antico, 2 008)	43
Figura N° 2. 37: Representación gráfica del circulo de Mohr. (Valdivieso, 2 012)	45
Figura N° 2. 38: Viga en voladizo. (Mc Cormac, 2 011)	47
Figura N° 2. 39: Diagrama de cuerpo libre (DCL) de viga en voladizo. (Mc Cormac, 2 011)	48
Figura N° 2. 40: (a) Viga empotrada en ambos extremos sometida a una carga P, (b) Viga simplemente apoyada sometida a una carga P. (Hibbeler, 2 012)...	49
Figura N° 2. 41: Tensiones en la cara abatida; t_n en el plano, n perpendicular al plano. (Aratec, 2 011)	52
Figura N° 2. 42: Tensiones aplicadas en la garganta. (Universidad Politécnica de Cataluña, 2 011).....	53
Figura N° 2. 43: Tensiones en la sección de la garganta. (Universidad Politécnica de Cataluña, 2 011).....	53
Figura N° 2. 44: Dimensiones del cordón de soldadura a , L . (Guardiola, 2 011)	55
Figura N° 2. 45: Principio de Pascal, donde F_1 es la fuerza aplicada sobre el área A_1 y F_2 es la fuerza aplicada sobre el área A_2 . (Elaboración propia, 2 017).....	64
Figura N° 2. 46: Interpretación de la ecuación de continuidad. (Elaboración propia, 2 017)	65
Figura N° 2. 47: Esquema de funcionamiento y partes básicas de una bomba de engranajes. (Sapiensman, 2 016)	69
Figura N° 2. 48: Esquema de una bomba de paletas. (Industrial Automática, 2 011)	69
Figura N° 2. 49: Esquema de funcionamiento de una bomba de pistones axiales.	70

Figura N° 2. 50: Esquema de funcionamiento de una bomba de pistones radiales. (Tecnomovil, 2 016)	71
Figura N° 2. 51: Esquema de funcionamiento de una bomba de pistones transversales. (Chiluisa, 2016).....	71
Figura N° 2. 52: Representación del actuador, F: fuerza aplicada, V : velocidad, Ao: área anular. (Elaboración propia, 2 017)	75
Figura N° 2. 53: Partes de tanque hidráulico. (Robles, 2 017).....	78
Figura N° 2. 54: Símbolos para representar un tanque presurizado y uno no presurizado (elaboración propia, 2 017)	80
Figura N° 2. 55: Clasificación de válvulas. (Sohipren, 2 005)	81
Figura N° 2. 56: Válvula de seguridad cerrada. (Sohipren, 2 005).....	82
Figura N° 2. 57: Válvula de seguridad abierta (Sohipren, 2 005).....	82
Figura N° 2. 58: Válvula anti-retorno abierta y cerrada (Sohipren,2 005)	83
Figura N° 2. 59: Válvula direccional cuatro vías tres posiciones (Sohipren,2 005)	83
Figura N° 2. 60: Válvula reguladora de caudal compensada (Sohipren,2 005).....	84
Figura N° 2. 61: Procesamiento lógico del software Risa 2D Educational	85
Figura N° 3. 1: Indicación del punto muerto superior e inferior de un actuador hidráulico. (Elaboración propia, 2 017)	94
Figura N° 4. 1: Diagrama de cuerpo libre de la viga empotrada en ambos extremos (Elaboración propia, 2 017)	97
Figura N° 4. 2: Diagrama de momento flector (Elaboración propia, 2 016).....	98
Figura N° 4. 3: Diagrama de momento flector (Elaboración propia, 2 016).....	100
Figura N° 4. 4: Sección transversal de viga propuesta. (Elaboración propia, 2 017)	102
Figura N° 4. 5: Diagrama de momentos. (Elaboración propia, 2 017)	108
Figura N° 4. 6: Diagrama de cuerpo libre de las columnas. (Elaboración propia, 2 017)	108

Figura N° 4. 7: Diagrama de distribución de perfiles. (Elaboración propia, 2 017).....	110
Figura N° 4. 8: Representación preliminar del sistema Viga – Columna. (Elaboración propia, 2 017).....	111
Figura N° 4. 9: Esquema de la unión soldada al extremo de la viga. (Elaboración propia, 2016).....	112
Figura N° 4. 10: Esquema de la unión soldada al extremo de la viga. (Elaboración propia, 2 017).....	113
Figura N° 4. 11: DGCL de la viga. (Elaboración propia, 2 017)	118
Figura N° 4. 12: Especificaciones de un anclaje HSL 3. (HILTI, 2 015)	120
<i>Figura N° 4. 13: Ventana de ingreso - Sistema de unidades. (RISA 2D, 2 016)</i>	<i>122</i>
<i>Figura N° 4. 14: Ventana de ingreso – Propiedades de los miembros. (RISA 2D,2 016)</i>	<i>122</i>
<i>Figura N° 4. 15: Ventana de ingreso – Miembros y propiedades (RISA 2D, 2 016).....</i>	<i>123</i>
<i>Figura N° 4. 16: Ventana de ingreso – Apoyos y condiciones (RISA 2D, 2 016).....</i>	<i>124</i>
<i>Figura N° 4. 17: Esquema miembros y apoyos modelados (RISA 2D, 2 016)</i>	<i>124</i>
<i>Figura N° 4. 18: Ventana de ingreso – Fuerzas incidentes (RISA 2D, 2 016).....</i>	<i>125</i>
<i>Figura N° 4. 19: Esquema de fuerza actuante en el marco (RISA 2D, 2 016)</i>	<i>125</i>
<i>Figura N° 4. 20: Reacciones en los apoyos. (RISA 2D, 2 016).....</i>	<i>126</i>
<i>Figura N° 4. 21: Diagrama de fuerzas axiales en los miembros (RISA 2D, 2016)</i>	<i>127</i>
<i>Figura N° 4. 22: Diagrama de fuerzas cortantes en los miembros (RISA 2D, 2 016).....</i>	<i>127</i>
<i>Figura N° 4. 23: Diagrama de momentos flectores en los miembros. (RISA 2D, 2016) ..</i>	<i>128</i>
<i>Figura N° 4. 24: Ventana de salida – Desplazamiento en los nodos. (RISA 2D, 2 016) .</i>	<i>128</i>
<i>Figura N° 4. 25: Ventana de salida – Desplazamiento en los miembros. (RISA 2D, 2 016)</i>	<i>129</i>
<i>Figura N° 4. 26: Esquema de desplazamiento del marco. (RISA 2D, 2 016).....</i>	<i>130</i>
<i>Figura N° 4. 27: Gráficas de fuerzas axiales, fuerzas cortantes y momentos flectores del miembro M1 – viga. (RISA 2D, 2 016).....</i>	<i>131</i>

<i>Figura N° 4. 28: Gráficas de fuerzas axiales, fuerzas cortantes y momentos flectores del miembro M2- columna (RISA 2D, 2 016).....</i>	<i>132</i>
<i>Figura N° 4. 29: Gráficas de fuerzas axiales, fuerzas cortantes y momentos flectores del miembro M3- columna (RISA 2D, 2016).....</i>	<i>133</i>
<i>Figura N° 4. 30: Ventana básica de Static Structural. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)</i>	<i>134</i>
<i>Figura N° 4. 31: Ventana Engineering Data. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)</i>	<i>134</i>
<i>Figura N° 4. 32: Ventana Geometry. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017).....</i>	<i>135</i>
<i>Figura N° 4. 33: Enmallado. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017).....</i>	<i>135</i>
<i>Figura N° 4. 34: Resultado de esfuerzos combinados - Von Mises. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017).....</i>	<i>136</i>
<i>Figura N° 4. 35: Resultado de deformación total. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017).....</i>	<i>136</i>
<i>Figura N° 4. 36: Resultado de deformación en X (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)</i>	<i>137</i>
<i>Figura N° 4. 37: Representación del actuador, F: fuerza aplicada, V : velocidad, Ao: área anular. (Elaboración propia, 2 017)</i>	<i>142</i>
<i>Figura N° 4. 38: Vista de corte del cilindro. (Elaboración propia, 2 017).....</i>	<i>144</i>
<i>Figura N° 4. 39: Representación del círculo de Mohr para el cálculo de esfuerzos combinados. (Elaboración propia, 2 017)</i>	<i>145</i>
<i>Figura N° 4. 40: Esquema estructural de la prensa hidráulica con las características constructivas sugeridas en la presente tesis. (Elaboración propia, 2 017)</i>	<i>147</i>
<i>Figura N° 4. 41: Manguera hidráulica fabricada bajo la norma SAE. (SAE, 2 016).....</i>	<i>150</i>
<i>Figura N° 4. 42: Caudal Vs RPM. (EATON Vickers, 2 009).....</i>	<i>155</i>
<i>Figura N° 4. 43: Dimensiones de bomba elegida. (EATON Vickers, 2 009).....</i>	<i>156</i>
<i>Figura N° 4. 44: Tanque para fluido oleohidráulico, (Elaboración propia, 2 017).....</i>	<i>158</i>
<i>Figura N° 4. 45: Esquema de sistema hidráulico de prensa. (Elaboración propia, 2 017)</i>	<i>159</i>

<i>Figura N° 4. 46: Esquema de Prensa. (Elaboración propia, 2 017)</i>	160
Figura N° 5. 1: Sección transversal de la columna. (Elaboración propia, 2 017)	163
Figura N° 5. 2: Diagramación de la viga elegida. (Elaboración propia, 2 017)	164
Figura N° 5. 3: Diagrama de anclaje. (HILTI, 2 015).....	165
Figura N° 5. 4: Distribución de planchas para el sistema de anclaje. (Elaboración propia, 2 017).....	166
Figura N° 5. 5: Cilindro hidráulico (Elaboración propia, 2 017)	168

LISTA DE TABLAS

Tabla N° 2. 1: Reacciones, solicitaciones de una viga simple empotrada. (Bañón, 2 009)	50
Tabla N° 2. 2: Reacciones, solicitaciones de una viga simple apoyada. (Bañón, 2 009) ..	51
Tabla N° 2. 3: Valores de resistencia última del acero y el coeficiente de correlación respectivo para cada tipo de acero. (Universidad Politécnica de Valencia, 2 006)	54
Tabla N° 2. 4: Equivalencia de Grado de Acero y composición química de los mismos. (UE-US, 2 011)	55
Tabla N° 2. 5: Clasificación de fluidos hidráulicos familia H. (Norma ISO 6743/4).....	61
Tabla N° 2. 6: Codificación por el grado de viscosidad de aceites hidráulicos. (Norma ISO, 2 005)	62
Tabla N° 2. 7: Presión de trabajo de diferentes tuberías flexibles. (Moina et al. 2 007)	67
Tabla N° 2. 8: Tipo de bomba y aplicación genérica. (Moina et al., 2 007)	72
Tabla N° 2. 9: Factor máximo de carga vs Velocidad de pistón. (Elaboración propia, 2 017)	74
Tabla N° 2. 10: Códigos de limpieza ISO 4406:1999. (Widman, 2016)	77
Tabla N° 3. 1: Matriz de consistencia. (Elaboración propia, 2 017)	90
Tabla N° 3. 2: Esquema del modelo matemático para el análisis estructural. (Elaboración propia, 2 017).....	91
Tabla N° 3. 3: Esquema del modelo matemático para el análisis oleohidráulico (Elaboración propia, 2 017).....	92
Tabla N° 3. 4: Factores de seguridad - Valores mínimos recomendados (Faires, 2 016) .	93

Tabla N° 4. 1: Características de planchas estructurales disponibles en el mercado. (Tubisa SAC, 2 016).....	104
Tabla N° 4. 2: Características de distintas opciones para vigas-.....	105
Tabla N° 4. 3: Diagrama de momentos flector de las columnas. (Elaboración propia, 2 017).....	106
Tabla N° 4. 4: Diagrama de cuerpo libre de las columnas. (Elaboración propia, 2 017) .	107
Tabla N° 4. 5: Datos de perfiles HEB 100 y HEB 120. (Elaboración propia, 2 017)	110
Tabla N° 4. 6: Datos de perfiles HEB 100 y HEB 120. (Elaboración propia, 2 017)	111
Tabla N° 4. 7: Resistencia última del acero para anclajes HSL-3 calculados bajo la norma ACI. (Hilti, 2 015).....	119
Tabla N° 4. 8: Tensión permisible y cantidad de anclajes necesarios por cada diámetro nominal de anclaje. (Elaboración propia, 2 017).....	119
Tabla N° 4. 9: Comparación de resultados.....	137
Tabla N° 4. 10: Dimensiones de pistones hidráulicos normados por ISO (Elaboración propia, 2016).....	139
Tabla N° 4. 11: Factor máximo de carga vs Velocidad de pistón (2 011)	140
Tabla N° 4. 12: Velocidad mínima y máxima de fluido en las líneas de trabajo y aspiración. (Vickers, 2 008).....	148
Tabla N° 4. 13: Relación de diámetro de tubería y velocidad de tubería. (Elaboración propia, 2 017).....	148
Tabla N° 4. 14: Características de bomba oleo hidráulica. (EATON Vickers, 2 009)	154
Tabla N° 5. 1: Datos de perfiles HEB 120 que cumplen las condiciones (Elaboración propia, 2 017).....	162
Tabla N° 5. 2: Características de las Columnas. (Elaboración propia, 2 017)	162
Tabla N° 5. 3: Características de las Vigas. (Elaboración propia, 2016).....	164
Tabla N° 5. 4: Características del sistema HILTI. (HILTI, 2 015)	165

Tabla N° 5. 5: Características de las planchas requeridas para HILTI. (Elaboración propia, 2 017)	166
Tabla N° 5. 6: Características de las planchas para anclaje. (Elaboración propia, 2 017)	167
Tabla N° 5. 7: Características de las planchas para anclaje. (Elaboración propia, 2 017)	167
Tabla N° 5. 8: Características del pistón hidráulico. (Elaboración propia, 2 017).....	168
Tabla N° 5. 9: Características del pistón hidráulico. (Elaboración propia, 2 017).....	169
Tabla N° 5. 10: Características de las conexiones hidráulicas. (Elaboración propia, 2 017)	169
Tabla N° 5. 11: Características del tanque hidráulico. (Elaboración propia, 2 017)	170
Tabla N° 5. 12: Características del fluido hidráulico - Valores indicados promedios. (ASTM E 203 y ASTM D96, 2 017)	171
Tabla N° 6. 1: Costos de la estructura de la prensa diseñada. (Elaboración propia, 2017)	173
Tabla N° 6. 2: Costos del sistema hidráulico de la prensa diseñada. (Elaboración propia, 2017)	174
Tabla N° 6. 3: Costos del sistema hidráulico de la prensa diseñada. (Elaboración propia, 2017).....	175

RESUMEN

La industria peruana dentro de sus distintos sectores, desarrolla procesos de deformación plástica. Una de las máquinas que lleva a cabo estos procesos son las prensas hidráulicas.

En el Capítulo 1, se formula el objetivo de la tesis: Diseñar una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica y se justifica el estudio ya que ofrece una solución frente a procesos de deformación plástica en la industria peruana, planteándose un modelo genérico que permita la utilización de la prensa en diversos procesos industriales. Tales como: doblado, deformación de chapas metálicas, embutido, ensamblaje de piezas a presión, entre otras.

En el Capítulo 2, se interpretan los conceptos que rigen la física, la hidráulica y la resistencia de materiales con el fin de aplicarlos al análisis estructural e hidráulico, permitiendo en el Capítulo 3, construir un proceso sistemático para la caracterización de una prensa hidráulica basada en la capacidad de carga.

En el Capítulo 4, se aplican los conceptos antes mencionados. En el ámbito estructural, se desarrolla el diagrama de cuerpo libre de las partes involucradas. Posteriormente se definen los esfuerzos a los que es sometido y a partir de ello, se seleccionan las secciones de los perfiles que conformarán estructuralmente la prensa. En el ámbito hidráulico, se aplica la metodología de Vickers en la elección de los elementos. El actuador se selecciona a partir de la capacidad de carga que a su vez permite el cálculo

de la presión (198,36 Bar) y caudal ($5,23 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$) que son los factores más importantes para el dimensionamiento de los conectores, la bomba y el tanque.

En el Capítulo 5, se definen los elementos que serán parte de la prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica que son: cuatro columnas de tipo HEB 120 y dos vigas de sección 50 mm x 285 mm unidos mediante cordones de soldadura AWS E6011 <> ISO E 43 2 C 16, dieciséis unidades de pernos de anclaje HILTI HSL 3 M20, un cilindro hidráulico de 200 mm de diámetro interior y 360 mm de diámetro exterior, una bomba de 17.6 Hp, un tanque hidráulico de 80 L , conectores SAE 100R12, entre otros.

En el capítulo 6, se asignan los costos a las partes previamente seleccionadas y se estima el costo de la prensa, además se muestran los precios de prensas hidráulicas en el mercado.

Finalmente se concluye que las características mecánicas de una prensa hidráulica versátil, son determinadas a partir de la capacidad, en este caso: 40 toneladas. Además el diseño de prensa propuesto puede ser usado en la industria automotriz, metalmecánica, de reciclaje, etc. gracias a la versatilidad del modelo.

INTRODUCCIÓN

Según el diccionario de la Real Academia de la Lengua Española - RAE se entiende como ingeniero al *“Hombre que discurre con ingenio las trazas y modos de conseguir o ejecutar algo”*. Los ingenieros están formados para generar soluciones ante las necesidades del sector en que se desarrollan. La presente tesis muestra que usando los principios teóricos vinculados a la mecánica, se determinan las características de las partes de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad.

Al decir características se hace referencia al material a utilizar, las formas geométricas y el principio de funcionamiento, pues todo esto implica diseñar. El diseño de un sistema mecánico implica el conocimiento profundo de las características de los diferentes elementos que interactúan entre sí y que estarán sometidos a esfuerzos y cargas bajo ciertas condiciones de trabajo.

Una prensa hidráulica en la industria puede cumplir distintas funciones: ensamblar piezas mecánicas, estampar, embutir, doblar, compactar material para la industria del reciclaje, entre otras. Se puede decir entonces que una prensa hidráulica es muy versátil ya que permite desarrollar una producción flexible.

En base a las necesidades que genera el desarrollo de un proceso de deformación plástica y a través de la aplicación de un modelo matemático, se puede diseñar una prensa que cumpla con las exigencias de carga inherentes a cada proceso, siendo la principal ventaja la versatilidad del modelo de prensa propuesto ya que puede adaptarse a los distintos procesos de deformación plástica, porque no cuenta con una estructura que limite la acción bajo el pistón hidráulico. Haciendo posible la adaptación de mesas,

sujetadores, accesorios para el doblado, cámaras de compactación, entre otros. En investigaciones posteriores se podrían seleccionar distintos elementos de sujeción según la aplicación que se le dé a esta prensa.

HISTORIA

a. Evolución de las Prensas

Las prensas desde la antigüedad han sido empleadas para diversos rubros que implica su uso sobre distintos materiales que requieran ser sometidos a presión, como es el caso de las operaciones de exprimir, laminar, estirar, embutir, entre otras.

Se considera como la primera prensa a la de balancín, usada a partir del siglo XIV empleada para el acuñado de monedas que hasta ese momento se realizaba golpeando con un martillo. (Albert Esteves, 2 003).

El grabador francés Nicolás Briot permitió que el uso de las prensas de balancín se generalice en Europa a partir de 1645, en la figura i.1 se muestra la prensa balancín:

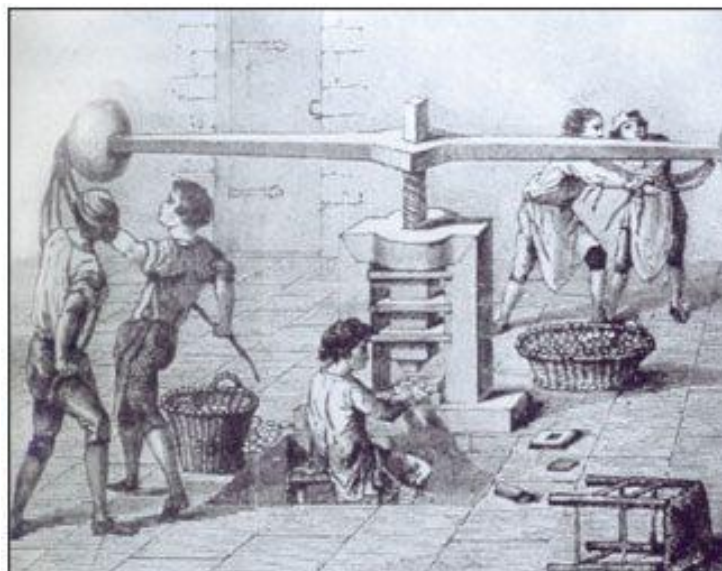


Figura N° i. 1: Prensa de balancín de Nicolas Briot (1626). (Patxi, 2 000)

Estas primeras máquinas de balancín eran de bronce y en raras ocasiones, de hierro. Estaban constituidas por un tornillo central (husillo) accionado por un brazo horizontal

acabado en pesadas bolas de las que pendían correas para ser tiradas por varios hombres. Los cuños o troqueles del anverso y del reverso se ajustaban al husillo y la parte inferior de la caja, colocando entre ellos el cospel (disco de metal dispuesto para recibir la acuñación en la fabricación de las monedas– RAE) que quedaba impreso por medio de sucesivos golpes. En 1783 fue perfeccionada por el ingeniero suizo Jean Pierre Droz, permitiendo la acuñación simultánea de anverso, reverso y canto.

Las prensas de balancín mantienen su vigencia hasta el siglo XX, en el catálogo de Alfred H. Schütte (1913) se muestra en la siguiente figura una prensa de balancín cuyas características son muy similares a la prensa de Briot de 1626.

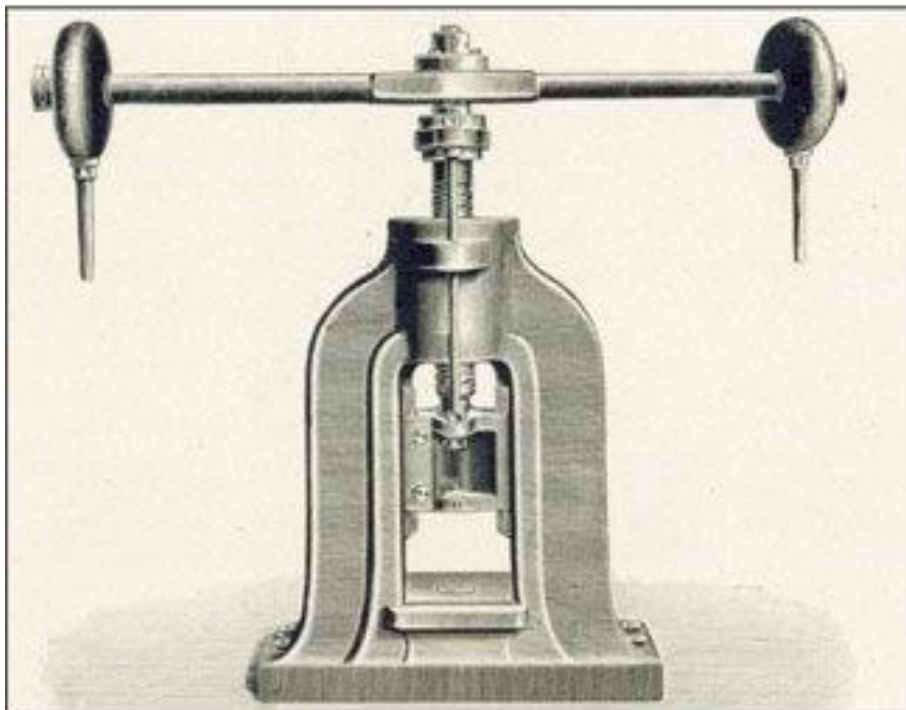


Figura N° i. 2: Prensa-cortador para acuñar. (Alfred H. Schütte, 1913).

Posteriormente en 1650, el físico y matemático francés Blaise Pascal realizó un experimento que sentó las bases del futuro desarrollo de la hidrostática. Pascal comprobó que cuando se aplica una presión a un líquido encerrado y estático, dicha presión es uniformemente transmitida a todas las partículas del fluido y con ello a las paredes del recipiente contenedor. En base a ello, formuló el principio que lleva su nombre en el

famoso Tratado del Equilibrio de los Líquidos donde indica que la presión ejercida sobre un líquido confinado y en reposo se transmite integralmente a todos los puntos de este, de este modo queda asentado el principio bajo el cual operaran las prensas hidráulicas. (Perez & Renedo, 2 016).

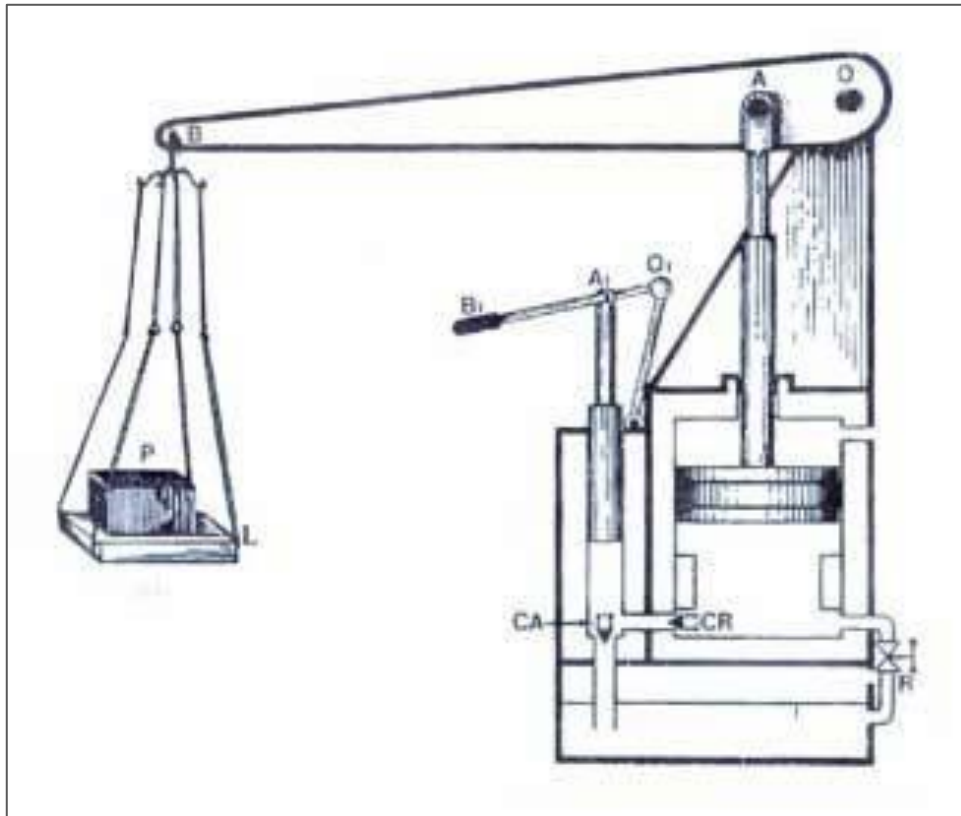


Figura N° i. 3: Esquema de la primera prensa hidráulica de Bramah. (Patxi, 2 000).

La prensa hidráulica fue desarrollada 1 770 por el industrial inglés Joseph Bramah, el esquema de la misma se muestra en la figura N° i.3.

MARTÍNEZ (2 011) refiere:

“El invento más importante de Bramah fue la prensa hidráulica. Esta prensa permite aplicar gran presión para dar forma a los materiales metálicos, aplicando el principio de Pascal. Consta de dos tubos paralelos de distinto diámetro, llenos de fluido y cerrados por dos pistones. Una fuerza reducida aplicada al pequeño se transmite a través del fluido y se transforma en otra mayor sobre el pistón grande. En 1 795 se le concedió una

patente para su prensa hidráulica, que en la actualidad sigue siendo conocida como prensa Bramah”

Durante los siglos XX y XIX se desarrollaron también otro tipo de sistemas de prensado como la prensa de fricción desarrollada por el francés Chéret, de 1867 (véase figura N° i.4) usada en la Fábrica de la Moneda de París (Esteves, 2003).



Figura N° i. 4: Prensa de fricción para estampar de principios del siglo XX. (Schütte, 1913).

Otro tipo de prensa que se desarrolló, entre fines de 1800 y principios de 1900, es el tipo excéntricas (figura N° i.5), modelo que la empresa americana Bliss & Williams empezó a comercializar hacia 1870, haciéndose imprescindibles para trabajos de estampación, forja y pequeñas embuticiones (Albert Esteves, 2003).

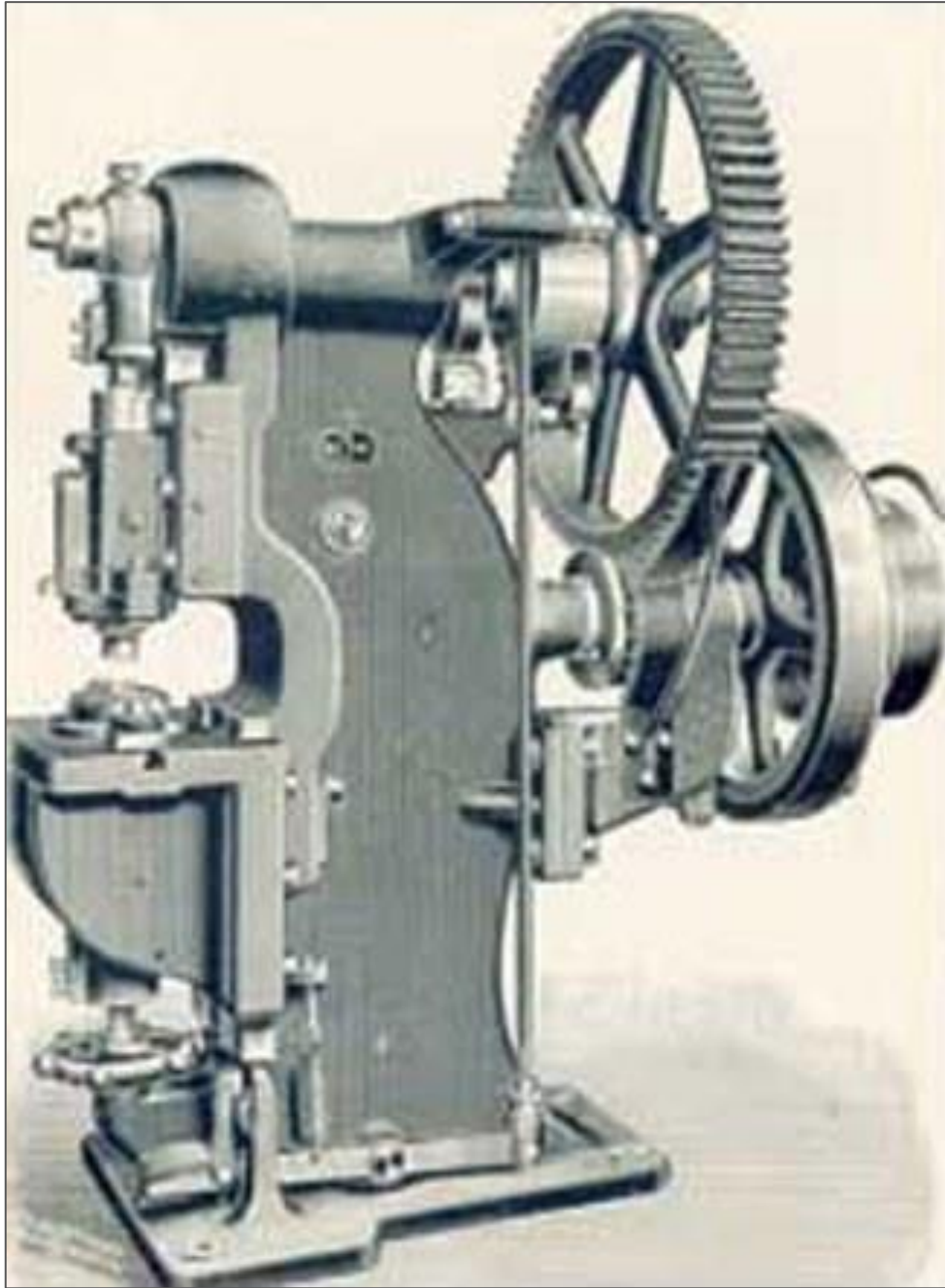


Figura N° i. 5: Prensa excéntrica para embutir por estirado. (Schütte, 1 913).

Actualmente en el mercado se ofrecen una amplia variedad de prensas hidráulicas de diversas capacidades (de 5 a más de 1 000 toneladas) y de usos diversos que conllevan a la personalización de las mismas.

Uno de los tipos de prensa más comunes es la prensa tipo H, la figura N° i.6 muestra una prensa tipo H de accionamiento manual marca IGMA.



Figura N° i. 6: Prensa hidráulica tipo "H" de 50 Ton. (IGMA, 2 016)

Otro tipo de prensa hidráulica muy utilizada es la prensa de marco en C, su nombre se debe a su conformación como se muestra en la figura siguiente (Americanmachinetools, 2 016)



Figura N° i. 7: Prensa hidráulica Modelo HMI SEP, marco en C de 80 / ton 15 HP. (Americanmachinetools, 2 016)

Las dimensiones de las prensas y sus accesorios pueden ser variados de acuerdo a las necesidades. Por ejemplo, la prensa DEP 200- SAHINLER (Figura N° i.8) está diseñada para el conformado (deformación plástica), tiene 12 metros de largo y 3,55 metros de altura con un recorrido de 80 cm, adecuada para la deformación de piezas largas. (Euromaquinidustrias, 2 016)



Figura N° i. 8: Prensa hidráulica modelo DEP 200- SAHINLER de 300Ton / 22KW. (Euromaquinidustrias, 2 016)

CAPÍTULO 1:

ASPECTOS GENERALES

1.1. Antecedentes

Existen algunos trabajos realizados sobre la construcción de prensas de aplicaciones específicas para determinados procesos de deformación permanente que han servido para el desarrollo de la presente tesis por lo que hago referencia a:

GAMARRA CHINCHAY, Hugo Eliseo (1 993). Diseño De Una Prensa Hidráulica De 50 TM De Capacidad Con Movimiento Transversal Y Longitudinal Del Cabezal Para Procesos De Enderezado. Universidad Nacional de Ingeniería - Facultad de Ingeniería Mecánica, Lima.

Gamarra (1 993) indica que la principal ventaja de las prensas hidráulicas es que las partes que la componen son fabricadas en serie por lo que su fabricación es simple, una prensa para enderezar componentes de uso ferroviario no requiere altas velocidades por lo que ser accionada hidráulicamente se acomoda a ese tipo de requerimiento.

Las conclusiones de la tesis son:

La situación más crítica para la viga puente se da cuando el cilindro hidráulico se encuentra en el centro de la viga puente, por lo que sus cálculos son realizados basados en esta posición (el diseño de la prensa incluye la posibilidad de desplazamiento transversal del hidráulico)

Dado que la carga actuante es variable pero se efectúa de forma lenta y gradual se puede realizar el cálculo considerando una carga estática. El tipo de acero utilizado para construir la estructura de la prensa será acero ASTM A36, pues es de fácil soldabilidad, no tiene un costo elevado y se encuentra fácilmente en el mercado.

El tipo de estructura montada será una tipo pórtico, por lo que la tesis de Gamarra (2 003) es una referencia de cálculo tomada en cuenta en el desarrollo de esta tesis.

MOINA CASTRO, Walter Lenin; NAVARRETE ZAPATA, Renato Fabricio & RODRIGUEZ JUMNO, Mario Efraín (2 007). Diseño y Construcción de una Prensa Hidráulica para el Doblado de Tubería de Pared Gruesa. Escuela Politécnica Nacional, Quito.

Ante una demanda del servicio de prensado de gran capacidad en Ecuador se plantea el diseño de una prensa hidráulica haciendo uso de las teorías para el diseño mecánico y el mejor procedimiento para la construcción y montaje de la máquina. (Moina et al, 2 007)

Moina et al (2 007) en su tesis sostienen que en el Ecuador los técnicos diseñadores y calculistas tienen limitaciones en cuanto a variedad y forma de las estructuras soportantes de cubiertas metálicas, al no poseer una gama extensa de perfiles de formas curvas que permitan expresar la creatividad en construcción; es para esto que la tubería doblada o curvada puede solucionar de alguna manera ese anhelo innovador de los técnicos, este es el campo de aplicación en el cual se enmarca la tesis. En la construcción de la prensa se utilizaron materiales existentes en el mercado ecuatoriano. Las prensas hidráulicas son una herramienta importante en la industria de la construcción, empleadas en el desarrollo de edificios, coliseos, puentes metálicos, entre otros.

La prensa diseñada por Moina et al (2007) tiene la capacidad de tubos de diámetro exterior de hasta 20 pulgadas y espesor de pared máximo de 15 milímetros.

Dado el uso que se le da a la prensa es importante tener presente la recuperación elástica que está influenciada por el espesor de pared del tubo, diámetro exterior, longitud del tubo y distancia de cada línea de centro de doblado y puede ser determinada mediante cálculos.

MOSQUEIRA LOAYZA, Javier Edilberto (1 997). Diseño y Selección de Componentes de una Unidad de Poder Hidráulica para Accionamiento de una Prensa Extrusora de 380 Toneladas. Universidad Nacional de Ingeniería, Lima.

Mosqueira (1 997) en su tesis indica que las unidades de poder hidráulicas son equipos diseñados y fabricados para satisfacer requerimientos específicos de los usuarios. Tienen múltiples aplicaciones en la industria tales como: prensas extrusoras, inyectoras de plástico, sopladoras, trenes de laminación, accionamientos industriales diversos, unidades portátiles de filtrado, etc.

El caso estudiado por Mosqueira es el diseño de una prensa extrusora de 380 toneladas. Es importante señalar que este trabajo está dirigido a la unidad de poder hidráulica y no a la extrusora propiamente dicha, por lo que no se abunda en detalles relativos a ésta (...).

Fue una de las primeras ocasiones (a nivel nacional) en que se utilizó válvulas de cartucho para un sistema hidráulico de tecnología reciente en 1 986 reemplazaron a las electroválvulas convencionales. Su ventaja principal en comparación con válvulas convencionales es el manejo de grandes caudales con muy pequeñas caídas de presión y con presiones de trabajo muy altas.

PATIÑO HUMMEL, Miguel Ángel (2 013). Diseño Y Construcción De Una Máquina Compactadora Manual De Botellas De Plástico PET. Pontificia Universidad Católica Del Perú, Lima.

Patiño (2 013) en su tesis pretende dar un aporte para el correcto tratamiento de las botellas de plástico PET (Tereftalato de Polietileno) al momento de ser desechadas a través del diseño y posterior construcción de una máquina que se encargue de compactar y almacenar dichos residuos. Dadas ciertas condiciones Patino identificó características importantes como la necesidad de accionamiento manual de la máquina, diseño ergonómico de fácil manipulación incluso para un niño y con elementos de seguridad.

Siendo el resultado final resultado de la evaluación mediante cálculos de muchas alternativas que cumplan con las exigencias, así se fabricó un prototipo donde se validaron las características concluyendo que se cubren las exigencias de resistencia frente a esfuerzos, cubren las exigencias de aplastamiento a botellas PET, además su bajo costo y sencillo uso son concordantes al uso plantado al inicio.

PAYAN COBO, Héctor Alexander (2 012). Reingeniería A Una Prensa Hidráulica De Construmecam, Para Mejorar La Eficiencia De Su Producción. Universidad Autónoma De Occidente - Facultad De Ingeniería, Santiago De Cali.

Payan (2 012) en su proyecto analiza una prensa hidráulica de la firma CONSTRUMECAM en Cali. Payan hace un proceso de reingeniería sobre un modelo ya existente analizando de cada uno de los elementos que la componen y sus funciones tanto en la parte estructural como en el sistema hidráulico de transmisión de potencia.

Durante el proceso de diseño se realizó un análisis estático y siguiendo las recomendaciones de las normas AISC (Steel Constructions Manual 13th) para determinar la carga máxima, se realizó también un análisis por elementos finitos para identificar los efectos de la carga en cada pieza, teniendo en cuenta conceptos como, esfuerzo de Von Misses, factores de seguridad para la verificación de la estructura de la prensa utilizando los esfuerzos admisibles y las diversas cargas a la cual está sometida la máquina (Payan,2 012)

El resultado fue nuevo sistema hidráulico con control automático accionado por palanca el tiempo que emplea el cilindro al extenderse es de 1 minuto en promedio.

Si bien es cierto la prensa fue diseñada para procesos de deformación, se pueden realizar también procesos de corte, estampado, dichos procesos que no son posibles de realizar con el sistema hidráulico inicial por las limitaciones del sistema.

BARBA MUÑOZ, Luis Fernando y REYES TERAN, Omar (2 011) Cálculo y Diseño de una Prensa Hidráulica Tipo C con Capacidad de 20 Toneladas. Instituto Politécnico Nacional, México DF.

Barba y Reyes (2 011) en su tesis mencionan el cambio tecnológico de prensas mecánicas a prensas hidráulicas, las cuales han podido reducir costos y tiempo de manufactura.

Las prensas hidráulicas proporcionan una mejora en las capacidades de carga frente a las prensas mecánicas, se plantea el diseño de una prensa hidráulica del tipo C para tener mejores posibilidades de competir en el mercado frente a otras opciones.

Adicionalmente es importante notar que el análisis estructural fue realizado con ayuda de un programa especializado en análisis estructural (Solidworks).

No se han recurrido a cálculos clásicos sino a una propuesta dimensional y de carga (capacidad) evaluada en Solidworks, por otra parte el ámbito hidráulico, la tesis utiliza el manual de Vickers para el dimensionamiento de las partes hidráulicas.

El diseño resultante cumple no solo con poder hacer frente a la carga sino que puede ser manipulada fácilmente y está diseñada con materiales económicos.

1.2. Planteamiento del Problema

1.2.1. Identificación del Problema

El Perú es un país que requiere la diversificación de su producción y no solo entregar al mercado, materia prima. Esto hace necesario inevitablemente el desarrollo de la industria peruana, dotando de tecnología suficiente para cumplir con las expectativas de desarrollo que se van generando.

Cumplir con los retos formulados para el desarrollo del Perú nos genera nuevas necesidades, como poseer maquinaria que permita realizar cada uno de los procesos que forman parte de una cadena productiva. La industria peruana requiere procesos diversos de deformación plástica tales como: compactación, laminado, embutición, estampado, doblado, entre otros como parte de los procesos productivos para constituir nuevos productos.

Entonces la industria requiere una máquina o herramienta que permita deformar distintos materiales, objetivo que se logra aplicando presión, temperatura (o ambos) según las características del material.

Barba & Reyes (2011) mencionan la importancia de máquina hidráulicas en los procesos de fabricación frente a las prensas mecánicas por razones de seguridad y costos por otra parte Payan (2012) hace hincapié en la importancia de determinar el uso específico de la prensa para realizar un diseño especializado enfrentando a los ingenieros a la identificación de condiciones de trabajo y hacer elecciones de piezas acorde con los requerimientos y con la normativa establecida.

El propósito de esta investigación es realizar el diseño de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad y con ello contribuir al desarrollo de la industria dejando un precedente de la secuencia de pasos a seguir para efectuar el diseño de una prensa hidráulica.

1.2.2. Formulación del Problema

a. Problema General

¿Cómo es el diseño de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica?

b. Problemas Específicos

- ¿Cuáles son los elementos que formarán parte de una prensa hidráulica versátil de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica?
- ¿Cuáles son las características estructurales de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica?
- ¿Cuáles son las características del sistema hidráulico de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica?

1.2.3. Justificación

La presente se justifica desde el punto de vista teórico porque toma conceptos de análisis estructural, hidráulico y de resistencia de materiales para solucionar un problema que forma parte de nuestra realidad, se justifica también desde el punto de vista práctico, dejando un precedente para la aplicación de una secuencia a seguir para el diseño de una prensa basada en su capacidad, de modo que pueda ser tomada como una guía para construir una prensa hidráulica de diversas aplicaciones para procesos de deformación plástica debido a la versatilidad de este tipo de maquinaria.

La capacidad de 40 toneladas si bien es cierto es referencial, pero es la adecuada para procesos de compactación PET y cartón, deformación de chapas (doblado y curvado), extracción de rodamientos, enderezado de ejes, embutidos, etc. La empresa AC en Dinamarca vende prensas en H de 40 toneladas de capacidad, para ser usadas en talleres de camiones y en la industria en general, con una luz entre columnas entre de 119 cm y 135.5 cm. Por otra parte la empresa americana Edwards ofrece prensas de 40 toneladas en H, con un accesorio adicional para doblado de planchas de hasta 9.525mm.

En Chile, la empresa Dumont comercializa prensas hidráulicas en C, para la deformación plástica del caucho con capacidad de entre 4 a 5000 toneladas, incluyendo prensas de 40 toneladas fabricadas a pedido. La empresa Mexicana Fluidica indica que una prensa de 40 toneladas es apta para el embutido de una pieza de acero de 76 mm de diámetro y 5,4 mm de espesor y sus modelos tipo H tienen entre 1,5 y 2,1 m de luz entre columnas y una altura entre 1,7 y 2,0m. Es importante mencionar también que en el mercado nacional, la empresa importadora Edipesa, comercializa prensas de distinta procedencia: tipo excéntricas e hidráulicas en C y en H.

El diseño de una máquina de aplicación industrial versátil, como la prensa hidráulica que este trabajo propone, sin duda contribuirá al desarrollo de la industria peruana en distintos ámbitos. Satisfaciendo una demanda generada por la tendencia de crecimiento del sector industrial, que se refleja en el Informe Técnico de Producción Nacional de julio del 2 017 del Instituto Nacional de Estadística e Informática- INEI, donde se reporta un crecimiento de 2,74% en el periodo enero-mayo del 2017 en la actividad manufacturera.

1.2.4. Objetivos de la Investigación

a. Objetivo Principal

Diseñar una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica.

b. Objetivos Específicos

- Identificar los elementos que formarán parte de una prensa hidráulica versátil de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica.
- Determinar las características estructurales de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica.
- Determinar las características del sistema hidráulico para una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica.

1.2.5. Limitaciones.

Dado que existen antecedentes a esta investigación expuestos anteriormente y que se cuenta con los medios de acceso a libros y manuales de resistencia de materiales, análisis estructural e hidráulica, entonces se puede decir que la presente investigación no cuenta con limitaciones para su realización, además se ha entrevistado a especialistas que han dado los lineamientos para la presente investigación, por lo que a este nivel tampoco se cuenta con limitaciones.

1.2.6. Delimitación

El desarrollo de la presente se ha enmarcado en la industria peruana lo que conlleva a que tenga un amplio marco de aplicación, sin embargo se ha restringido a la caracterización o diseño de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad aunque con aplicaciones diversas y dimensiones generales de 1,5 m x 1,5 m.

Es importante indicar que el diseño se limitará al diseño de la parte mecánica de la prensa hidráulica dejando de lado las posibilidades que brinda el ámbito eléctrico, electrónico o de alguna otra naturaleza que podrían formar parte de la máquina.

CAPÍTULO 2:
MARCO TEÓRICO

2.1. La Prensa Hidráulica

Las prensas hidráulicas no difieren unas de otras más que en el accionamiento del cabezal. Pueden ser de puente o cuello de cisne llevando bastidor de fundición o de acero soldado

El cabezal es presionado y movido por un pistón que se desplaza bajo la acción de un fluido en un cilindro.

Los accesorios para estas prensas son: la bomba, las conducciones y las válvulas de mando para el aceite.

La ventaja de estas prensas estriba en la facilidad de ajuste de la presión de aceite que permite utilizar solamente el esfuerzo necesario y controlarlo.

Estas máquinas deben reunir las ventajas de la prensa mecánica es decir altas velocidades de trabajo y autonomía y otras adicionales conferidas por el uso de la hidráulica que son: regulación de la carrera de la presión y de la velocidad. Antiguamente las prensas hidráulicas eran lentas e incontrolables en su velocidad y en la presión; sus instalaciones de tuberías a la larga se estropeaban. En la actualidad las prensas hidráulicas son autónomas y funcionan por medio de una bomba acoplada directamente y por este motivo son totalmente independientes. (López, 1 988)

2.1.1. Tipos de Prensa

a. Prensas de tipo pilar

Estas prensas suelen utilizarse en procesos de embutición y moldeo. La forma de pilar da el acceso para que el operador pueda desplazarse y operar en tres lados diferentes de la prensa. Suelen ejercer hasta 1 000 toneladas de presión. (Leone,2016)



Figura N° 2. 1: Prensa Hidráulica Tipo Pilar. (MAANSHAN BAIDE CNC MACHINERY CO,2 016)

b. Prensas de marco C

Las prensas hidráulicas de marco C se denominan así por la forma en que están construidas. Estas prensas están diseñadas usualmente para enderezar y dibujar, utilizan un espacio reducido. Estas prensas generan aproximadamente 300 toneladas de presión. (Barba & Reyes, 2 011)



Figura N° 2. 2: Prensa hidráulica de marco C. (MAQ IMPORT & EXPORT CO, 2 016)

c. Prensas de marco H

Las prensas hidráulicas de marco H tienen diversas aplicaciones su capacidad puede llegar hasta 1 500 toneladas, las aplicaciones más comunes son en operaciones de doblado, perforación, acuñamiento, compactación, etc. (Payan, 2 012)



Figura N° 2. 3: Prensa hidráulica de marco H y cabezal desplazable MECAMAQ. (Direct Industry , 2 015)

2.1.2. Partes de una Prensa Hidráulica

Al escoger la prensa apta para un trabajo dado deben antes conocerse las siguientes características del trabajo a realizar:

- Esfuerzo necesario
- Medidas de las herramientas o accesorios.
- Carrera necesaria
- Tipo de trabajo que se considera (intermitente o continuo)

Dichas características a definirse contribuyen a seleccionar cada una de la partes que conforman una prensa hidráulica. Hay partes genéricas en todos los tipos de prensas hidráulicas y otros específicos. Para mayor claridad tenemos la figura N° 2.4, N° 2.5 y N°2.6, que muestran las partes de una prensa hidráulica de tipo H, C y de pilar respectivamente. (De Konninck & Gutter; 1964)

Como se mostró anteriormente hay distintos tipos de prensas hidráulicas pero existen partes que son comunes como: (c) la bancada, (d) el actuador (cilindro hidráulico), (e) el tanque hidráulico, (f) el motor- bomba hidráulica, (g) la manguera hidráulica, (h) el panel de control e (i) el manómetro para el control de la presión que se muestran en las figuras 2.4, 2.5 y 2.6. La partes (a), (b) y (j) son la viga principal, la columna y la viga secundaria respectivamente que son propias de las prensas hidráulicas tipo H. (m) es una columna en C que es propia de las prensas tipo C.

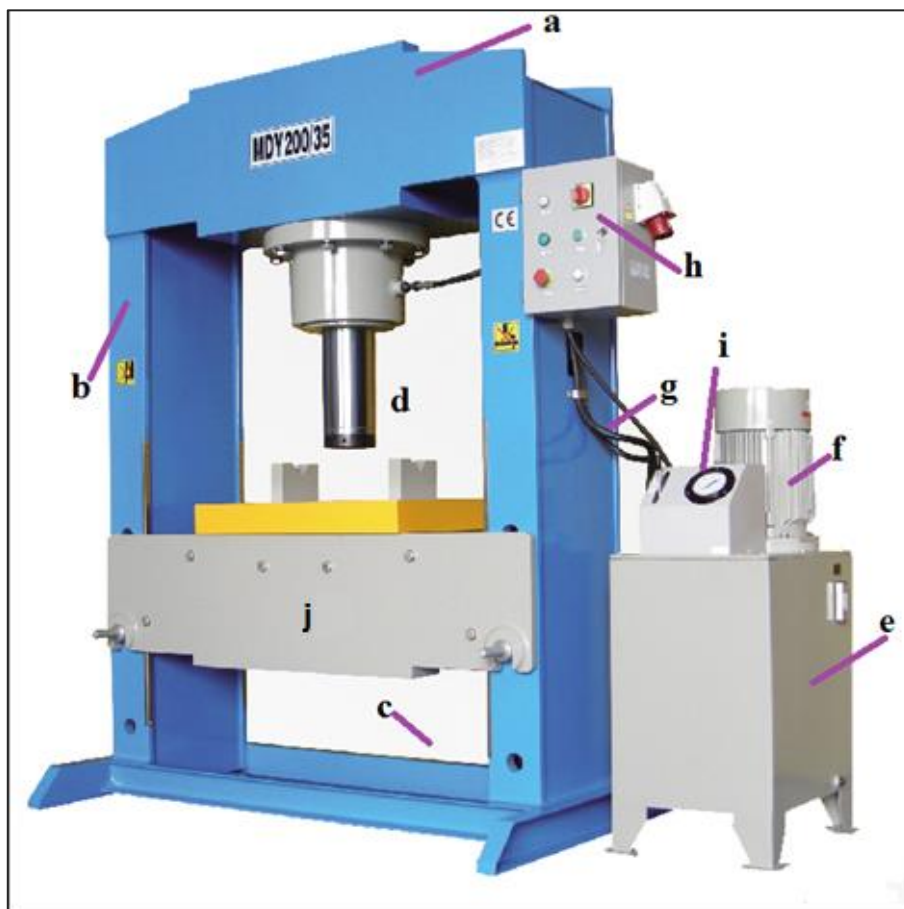


Figura N° 2. 4: Partes principal. (Tengzhou Uni-Tech Co., Ltd., 2 016)

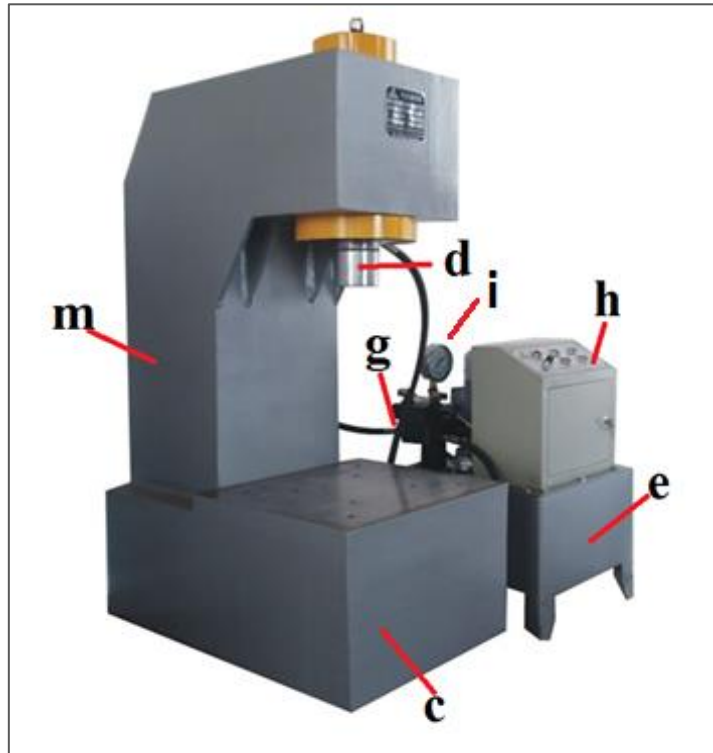


Figura N° 2. 5: Partes principales de una prensa tipo C. (BTMT, 2 016)

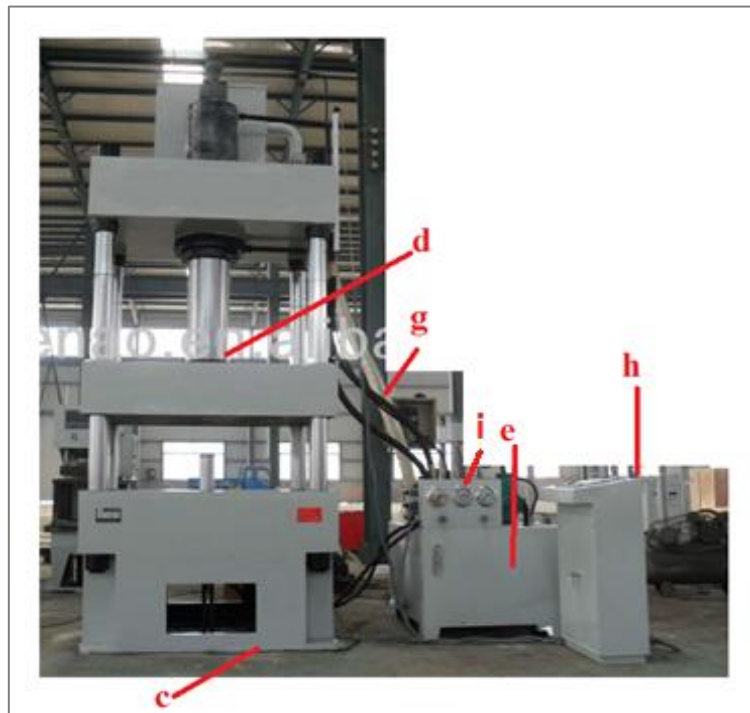


Figura N° 2. 6: Partes principales de una prensa tipo pilar. (YH32-160, 2 016)

2.1.3. Diseño de Prensa

El diseño de ingeniería es el proceso de aplicar diversas técnicas y principios científicos con el objetivo de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización. Es importante destacar el hecho de que el proceso debe ir encaminado a cubrir cierta necesidad. (Alva, 2 014)

Para diseñar la parte mecánica de una prensa se requiere realizar un análisis de la estructura que la forma, elegir las partes del sistema hidráulico y definir algunos accesorios según su propósito.

a. Diseño Estructural

Esta etapa del diseño va a comprender la elección de perfiles que forman la estructura que sostiene el sistema. Comprende el diseño de las columnas y las vigas.

La viga de la prensa hidráulica (ver figura N° 2.4) debe soportar el peso del actuador (cilindro hidráulico), cuando la prensa se encuentra realizando el trabajo la viga debe resistir la fuerza que se opone a la producción de la deformación plástica. Es decir es una carga vertical hacia arriba (P), como se muestra en la figura 2.7 originándose reacciones en los extremos de la viga.

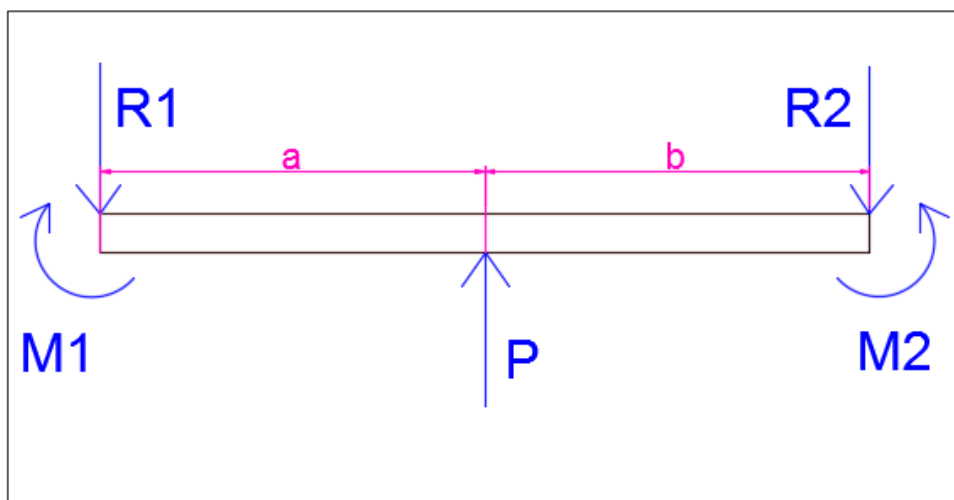


Figura N° 2. 7: Diagrama de cuerpo libre de una viga de prensa hidráulica. (Elaboración propia, 2 017)

Las columnas de la prensa van ancladas a una bancada y son el soporte de las vigas, entonces son afectadas por las reacciones producidas en los extremos de las vigas (como se observa en la figura N° 2.8, las uniones entre vigas y columnas pueden ser por elementos de sujeción desmontables (pernos) y elementos de sujeción fija (soldadura).

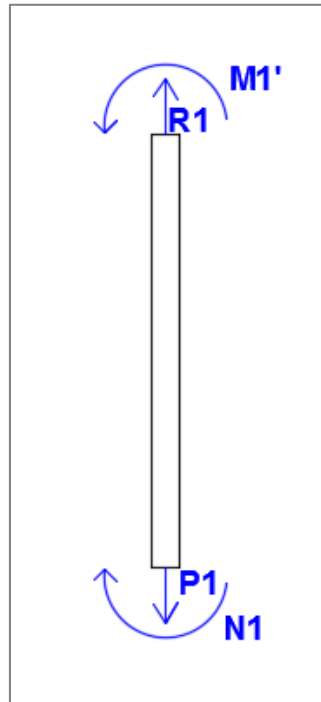


Figura N° 2. 8: Diagrama de cuerpo libre de la columna de la prensa hidráulica. (Elaboración propia, 2 017)

Dadas la carga P que se elegirá, se debe evaluar los esfuerzos a los que vigas y columnas serán sometidas, mediante la aplicación de una ecuación de esfuerzos combinados para conocer qué perfil cumple con las condiciones para conformar las vigas y columnas de la prensa.

Al tratar un diseño de prensa en C se debe realizar el análisis de la columna tipo C, Barba y Reyes (2011) plantean realizar el análisis a través del software Solid –Works (El diseño tipo C no es analizado en la presente tesis).

El detalle de los fundamentos teóricos para realizar el análisis estructural serán analizados en la sección 2.2 de este capítulo.

b. Diseño del sistema hidráulico.

El sistema hidráulico está formado por el actuador (cilindro hidráulico), las conexiones (tubería o manguera), la bomba hidráulica, el tanque hidráulico, válvulas, filtro, manómetro.

El manual de Vickers (2 008) plantea un proceso sistematizado para la elección de los elementos que conforman un sistema hidráulico, que se basa en la presión y caudal requerido por el actuador que a su vez depende de la carga a ser aplicada por el actuador.

El detalle de los fundamentos teóricos para realizar el análisis hidráulico será analizado en la sección 2.3 de este capítulo.

c. Elección Accesorios.

Existen diversos accesorios que pueden ser parte constitutiva de una prensa hidráulica una vez definido su uso. Tenemos: Sujetadores, cámaras cerradas, alimentadores automáticos, moldes, entre otros. Pero los más comunes son los sujetadores ellos permiten que la pieza sobre la que se efectuará la presión de la prensa se conserve en un lugar, dichos sujetadores no son de uso exclusivo de las prensas, diferentes maquinas- herramientas pueden hacer uso de ellos para sus procesos de fabricación. Los tipos de sujetadores más comunes son:

- **Sujetadores de resorte:** Este tipo de sujetador se utiliza para la embutición a poca profundidad (25 mm) que no requiere una presión fuerte. El inconveniente de este tipo de sujetador es el aumento de presión debido a la compresión cada vez más fuerte del resorte. (De Koninck & Gutter, 1 964)
- **Sujetadores neumáticos:** Este tipo de sujetador constituido por un cilindro en el interior del cual actúa aire comprimido sobre el piston, permite obtener una presión constante durante toda la carrera.

- **Sujetadores mecánicos:** Son de diferente naturaleza los más conocidos son el tornillo de banco y la mesa (el tornillo puede ser adaptado a la mesa). En la siguiente figura se muestra un tornillo de 6 pulgadas.



Figura N° 2. 9: Tornillo para banco. (Grainger ,2 017)

En la siguiente figura se muestra un sistema de fresado pero cuenta con una mesa que constituye un módulo distinto a los de fresado, de esta forma puede adaptarse una mesa de esta naturaleza a una prensa hidráulica.

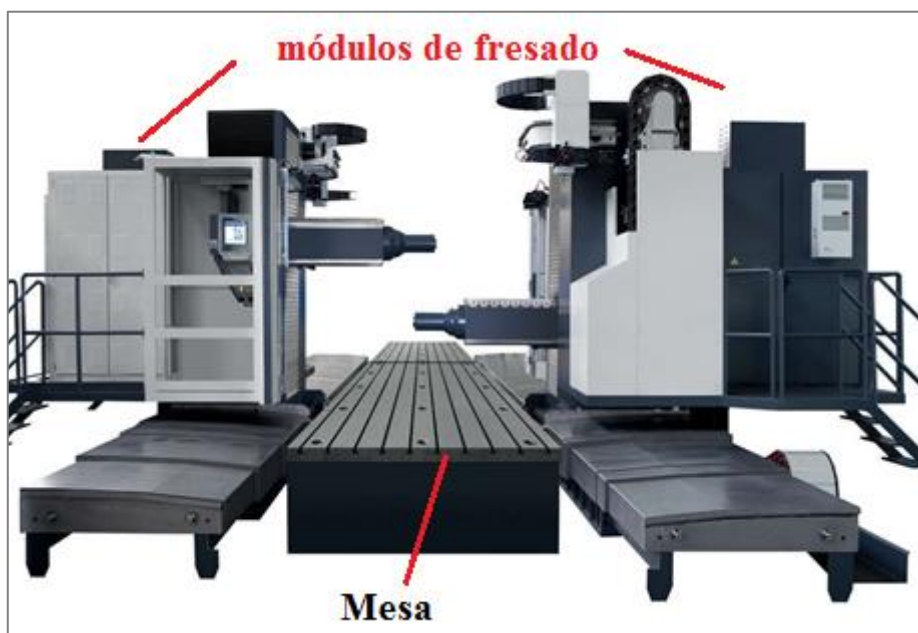


Figura N° 2. 10: Fresadora con mesa. (Correa, 2 017)

Los moldes en cambio pueden ser adaptados al cilindro para producir deformaciones específicas. En la siguiente figura se observa la disposición de los moldes para trabajos con plásticos.

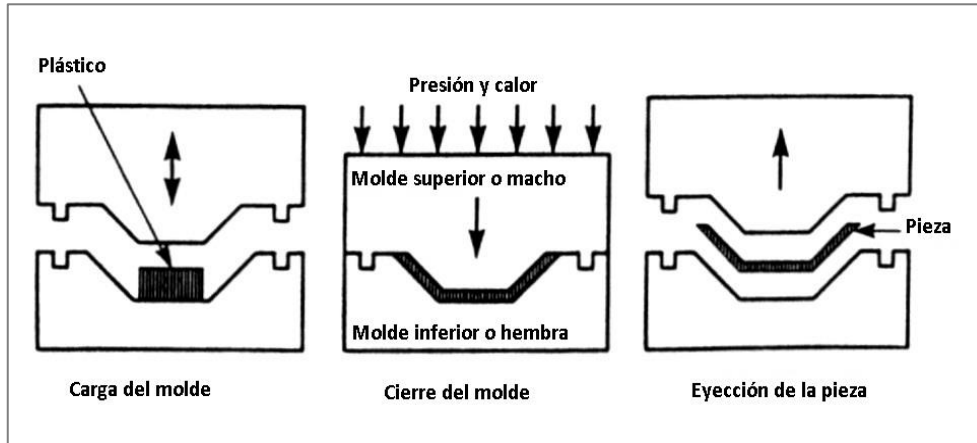


Figura N° 2. 11: Disposición de moldes para deformación de plástico por presión. (Tecnología de los Plásticos, 2 016)

Este tipo de moldes trabajan en una prensa tipo pilar, el émbolo hidráulico podría estar ensamblado al molde superior o inferior, un ejemplo de este tipo de prensas se muestra en la siguiente figura:



Figura N° 2. 12: Prensa para plásticos. (Tecnología de los Plásticos, 2 016)

Las cámaras cerradas son muy usuales en prensas compactadoras, que dotan de seguridad (evitan que los materiales sometidos a presión se dispersen) y permiten que el material compactado tenga una forma definida, en figura N° 2.13 observamos una máquina compactadora con una cámara cerrada



Figura N° 2. 13: Prensa compactadora de cartón. (Logist Market,2 017)

Los aparatos de alimentación automática por otra parte permiten que un proceso se realice una y otra vez de modo continuo (Koninck & Cutter, 1 964). Los hay de avance automático de rodillos (figura N° 2.14); de tipo pinza, en donde una pinza tira de la pieza, al momento de retroceder la pinza está abierta dejando la pieza en su lugar; de tipo plato revolver que consiste en un plato giratorio provisto de agujeros que contienen las piezas de tal manera que luego de cada golpe de la prensa el plato gira colocando a las piezas en la posición de trabajo.



Figura N° 2. 14: Prensa provista de un sistema alimentador de rodillos. (Besco Machine,2 016)

2.2. Análisis Estructural

2.2.1. Resistencia de Materiales

Estudia la capacidad de materiales con una geometría determinada de soportar cargas, presiones y momentos. Así se evalúa bajo qué condiciones se produce la fluencia y la rotura. (Pytel & Singer, 2011)

2.2.2. Esfuerzo

Es la fuerza por unidad de área o la intensidad de las fuerzas distribuidas a través de una sección dada (Beer et al. 2009)

2.2.3. Apoyos y los Grados de Libertad

Existen tres tipos de apoyos: simple (simplemente apoyado), articulado y empotrado, cuyas características se detallan a continuación:

- Simple o de rodillo : Un apoyo simple o de rodillo solo puede resistir cargas en un solo sentido perpendicular al plano donde puede deslizarse el rodillo , de existir una carga aplicada en otro sentido el cuerpo simplemente apoyado puede deslizarse.

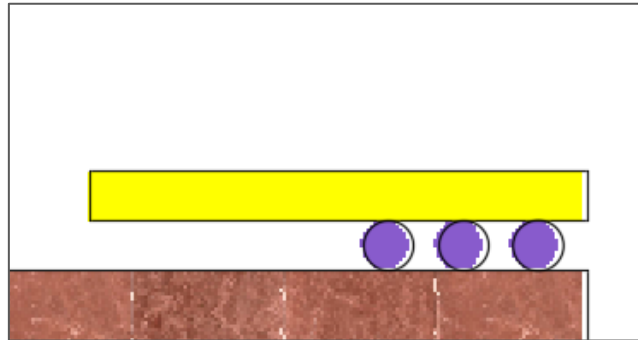


Figura N° 2. 15: Grafico apoyo simple. (Elaboración propia, 2 017)

- Articulada: Un apoyo de esta naturaleza actúa como un pasador permite la aplicación de cargas en dos sentidos pero el cuerpo es libre de girar, un ejemplo de este tipo de apoyo son las bisagras.

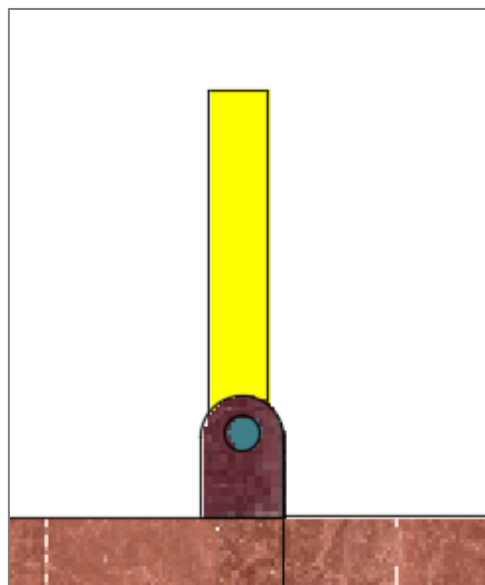


Figura N° 2. 16: Grafico apoyo articulado. (Elaboración propia, 2 017)

- Rígido o empotrado: Un apoyo rígido no permite ningún tipo de desplazamiento o rotación.

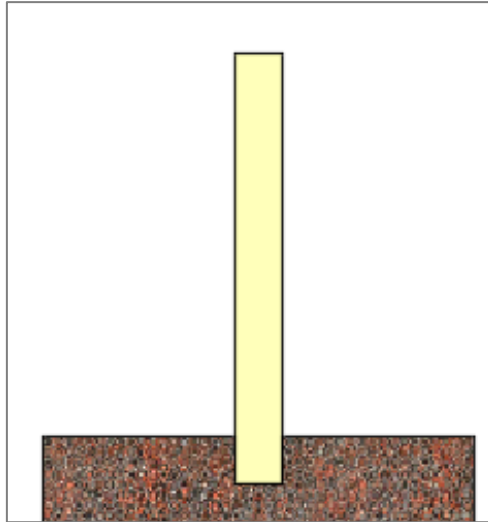


Figura N° 2. 17: Grafico apoyo empotrado. (Elaboración propia, 2 017)

Para determinar los grados de libertad en los apoyos se debe conocer que son los grados de libertad, si un elemento se encontrara en un plano y no tuviera restricciones este podría desplazarse en X, desplazarse en Y y girar, estos corresponden a los 3 grados de libertad en el plano, en el caso del espacio en 3 dimensiones un elemento puede desplazarse en X, Y y Z y girar en X, Y y Z.

Los apoyos son conexiones entre el elemento estudiado y una bancada (elemento fijo); según su naturaleza pueden proveer restricciones de movimiento y para que esto sea posible, debe existir una fuerza o momento que llamaremos reacción que impida dicho movimiento.

Así pues, un apoyo simple suprime uno de los desplazamientos. En el caso de la figura N° 2. 15 no existe la posibilidad de desplazamiento en Y, teniendo 2 grados de libertad que corresponden a la rotación y al desplazamiento en X.

Un apoyo articulado limita el desplazamiento en X y Y mientras que es posible girar libremente es decir presenta un grado de libertad. (Mc Cormac, 2 011)

2.2.4. Diagrama de Cuerpo Libre

Es un diagrama donde se puede dibujar cualquier parte de una estructura incluyendo todas las fuerzas que están actuando sobre esta parte.

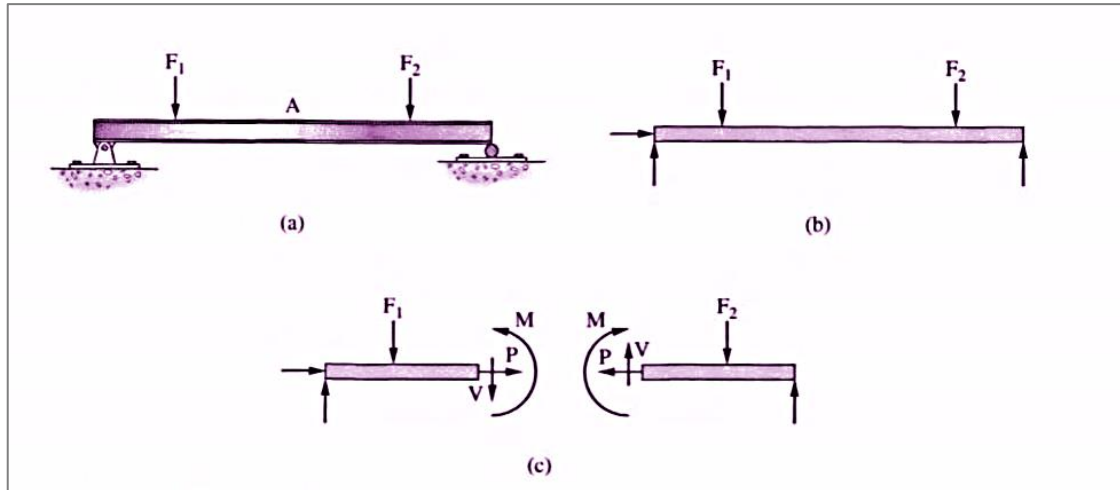


Figura N° 2. 18: Representación de una viga con su diagrama de cuerpo libre. (Mc Cormac, 2 011)

En la figura N° 2. 18. (a) se observa una viga con un apoyo simple y uno articulado, en (b) se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga y en (c) se observa el diagrama de cuerpo libre para una parte o sección de la viga. (Mc Cormac, 2 011)

2.2.5. Esfuerzo Normal

a. Carga Axial

Se dice que una varilla AB está sometida a carga axial cuando dicha varilla AB está sometida a las fuerzas F_{AB} y F'_{AB} actuantes en los puntos A y B. La dirección de las fuerzas debe concordar con el eje de la varilla. (Beer et al., 2 009)

La fuerza interna y el esfuerzo son perpendiculares al plano de la sección (normal) por lo que a este esfuerzo se denomina esfuerzo normal (σ) y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

(Ec. 2. 1)

Donde P es la carga (N), A es el área de la sección (m^2) y σ es el esfuerzo normal (N/m^2). (Beer, et al. 2 009)



Figura N° 2. 19: Varilla sometida a esfuerzo normal. (Elaboración propia, 2 017)

Cuando la carga P es aplicada en la dirección fuera de la barra, se dice la barra está sometida a tensión, si la dirección de la carga es hacia el centro de la barra, se dice que la carga está sometida a compresión.

La convención de signos facilita la comunicación y ella dice que para indicar tensión se usa un signo positivo y la compresión usa un signo negativo. (Mc Cormac, 2 011)

b. Deformación

Se denomina deformación plástica, irreversible o permanente a aquella deformación producida por una carga que al dejar de ser aplicada se mantiene. Esto sucede porque, en la deformación plástica, el material experimenta cambios termodinámicos irreversibles al adquirir mayor energía potencial elástica.

Se denomina deformación elástica a aquella deformación producida en un cuerpo al aplicarse una carga que cuando deja de ser aplicada no se mantiene, recuperando el cuerpo su forma original. En este tipo de deformación, el sólido, al variar su estado tensional y aumentar su energía interna en forma de energía potencial elástica pero solo pasa por cambios termodinámicos reversibles. (Singer, 2 011)

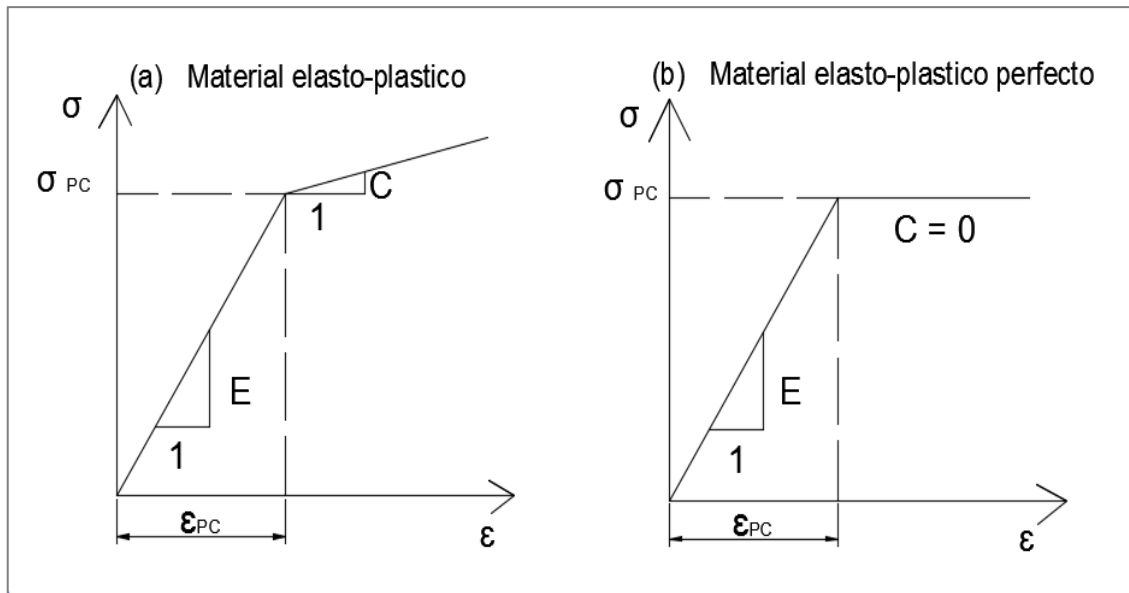


Figura N° 2. 20: Diagrama esfuerzo deformación idealizados. (Pytel Singer ,2 011)

Para que un material sea sometido a deformaciones plásticas, debe tener algo de ductilidad. Es decir no se debe tratar de materiales frágiles y tener un punto de cedencia una zona de deformación inelástica o plástica en los diagramas de ensayo a esfuerzo simple.

La relación esfuerzo – deformación de un material dúctil se puede representar aproximadamente mediante el diagrama ideal de la figura anterior. La zona elástica del diagrama es de pendiente E , módulo elástico del material. La zona plástica también es una línea recta que empieza en el punto de cedencia y tiene una pendiente C ; ésta pendiente es mucho menor que E por lo que el aumento de esfuerzo necesario para poder producir un incremento de la deformación determinado es mucho menor en la zona plástica que en la elástica, pero siempre es necesario el incremento de esfuerzo, aunque sea pequeño para producir un incremento de la deformación.

Un material en que C sea nulo se le llama elasto-plástico perfecto que significa que la deformación puede darse indefinidamente sin el aumento del esfuerzo, pero esto es solo un caso ideal para efectos de aproximación y cálculo (figura N°2.20).

Sin embargo en la realidad el comportamiento de los materiales frente a un esfuerzo es más o menos como indica la siguiente figura:

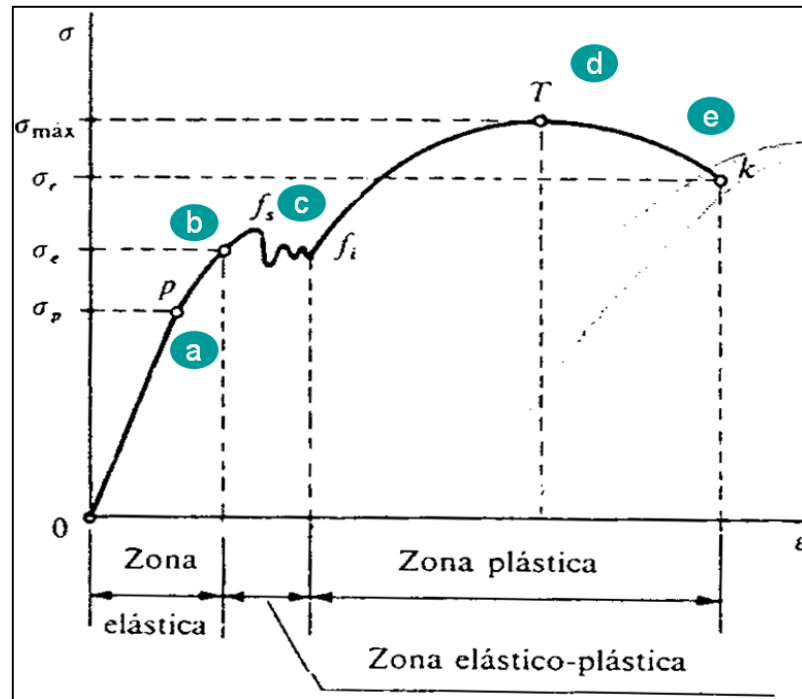


Figura N° 2. 21: Comportamiento de un cuerpo frente a un esfuerzo. (Mecánica De Materiales, 2 011)

En la figura anterior se puede notar algunos puntos a ser definidos a continuación:

- Límite de proporcionalidad (a) : Se observa que va desde el origen O hasta el punto llamado límite de proporcionalidad, es un segmento de recta rectilíneo, de donde se deduce la tan conocida relación de proporcionalidad entre la tensión y la deformación enunciada en el año 1678 por Robert Hooke. Cabe resaltar que, más allá la deformación deja de ser proporcional a la tensión.
- Límite de elasticidad o límite elástico (b) : Es la tensión más allá del cual el material no recupera totalmente su forma original al ser descargado, sino que queda con una deformación residual llamada deformación permanente.
- Punto de fluencia (c): Es aquel donde el material pasa de la zona elástica a la zona plástica es decir la carga aplicada sobre el material resulta la carga mínima para que al dejar de aplicarla el cuerpo no recupere su forma inicial.
- Esfuerzo máximo (d): Es la máxima ordenada en la curva esfuerzo-deformación.

- Esfuerzo de Rotura (ϵ): Verdadero esfuerzo generado en un material durante la rotura. (Mecánica de Materiales, 2 011)

2.2.6. Flexión

a. Esfuerzo cortante

Si se aplican dos fuerzas P y P' opuestas entre sí y perpendiculares al eje del elemento que llamaremos AB el esfuerzo generado se llamará cortante. Esto genera fuerzas internas en el plano de la sección y su resultante es igual a P . Estas fuerzas internas elementales se conocen como fuerzas cortantes y la magnitud P de su resultante es el cortante en la sección. Si se divide la fuerza P (N) entre el área A (m^2) de la sección transversal, el resultado es el esfuerzo cortante promedio en la sección (Pa). El esfuerzo cortante se representa con la letra griega τ (tau). (Beer, et al. 2 009)

$$\tau = \frac{P}{A}$$

(Ec. 2. 2)

En el siguiente grafico podemos observar cómo actúa el esfuerzo cortante sobre una viga:

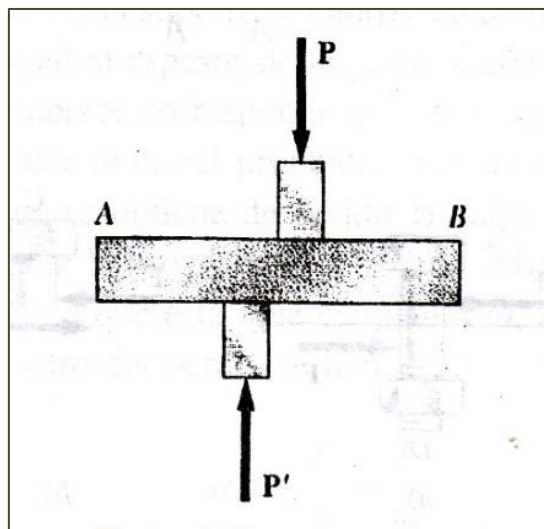


Figura N° 2. 22: Viga sometida a esfuerzo cortante. (Beer, et al. 2 009)

b. Momento flector

$$\sigma_f = \frac{My}{I}$$

(Ec. 2. 3)

Esta expresión indica que el esfuerzo debido a la flexión (Pa) en cualquier sección es directamente proporcional a la distancia entre el eje neutro y el punto dentro del plano transversal al eje (y), es además inversamente proporcional al momento de inercia a de la sección : I (m⁴). (Pytel & Singer, 2 011)

A la mayor distancia entre el eje neutro y cualquier punto se le llama c (m), por ello se define:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

(Ec. 2. 4)

El cociente c/I es llamado módulo de resistencia de la sección o módulo de sección y es denotada por la letra S (m³).

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S}$$

(Ec. 2. 5)

c. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector

En un diagrama de esfuerzo cortante y flector los valores de V (esfuerzo-N) y m (momento-Nm) son graficados contra x (distancia medida desde un extremo de la viga).

El cortante V y el momento flector M en un punto dado de una viga se consideran positivos cuando la fuerzas internas y los pares que actúan en cada porción de la viga se dirigen como indica la siguiente figura: (Beer et al, 2 007)

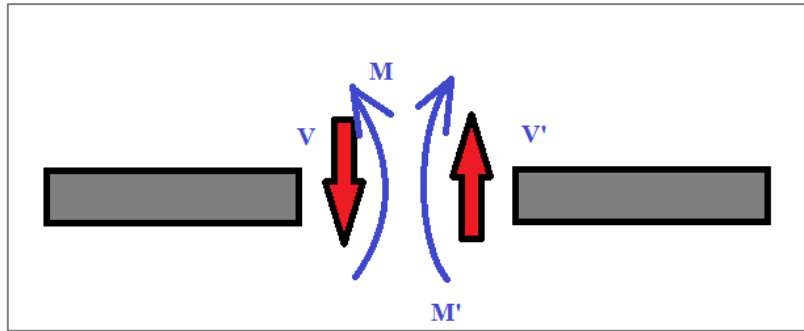


Figura N° 2. 23: Fuerzas internas (corte positivo y momento flector positivo). (Elaboración propia, 2 017)

Si se desea identificar un efecto positivo en el momento flector, el momento externo se aplica como se muestra en la figura:

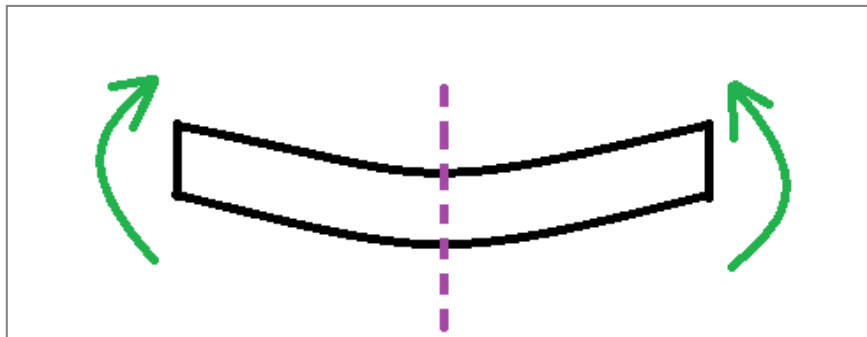


Figura N° 2. 24: Efecto positivo de momentos externos. (Elaboración propia, 2 017)

La siguiente figura muestra también la acción positiva pero de los cortantes externos:

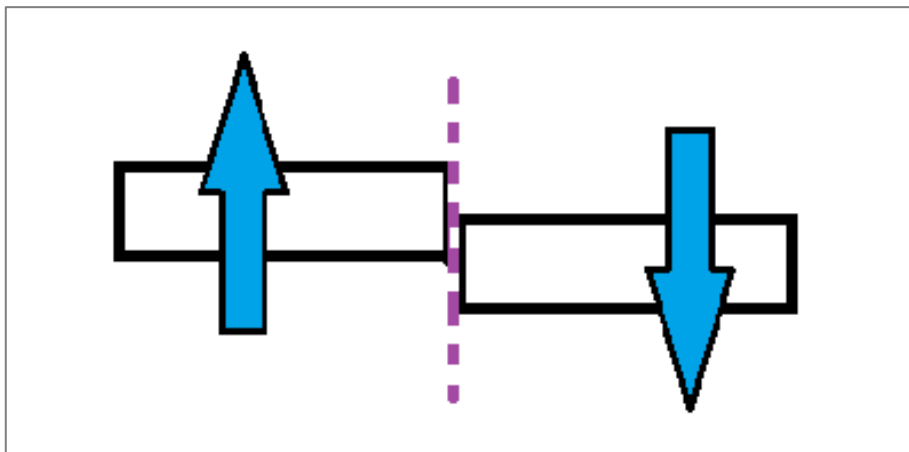


Figura N° 2. 25: Efecto positivo de fuerzas externas. (Elaboración propia, 2 017)

Antes de empezar a dibujar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector se debe encontrar las reacciones en los apoyos, para ello se utilizará un ejemplo:

Se tiene una viga simplemente apoyada, donde se aplica una carga en el centro de la misma. El gráfico que correspondería a la misma es:

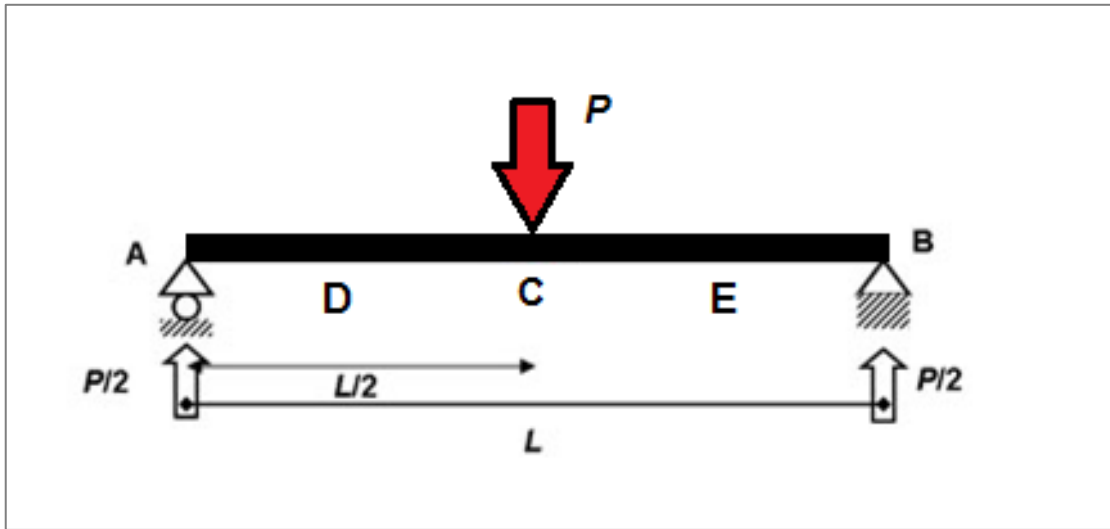


Figura N° 2. 26: Diagrama de cuerpo libre viga simplemente apoyada. (Castillo, 2 016)

Las reacciones son idénticas, debido a la posición simétrica de la carga respecto de los apoyos (que además actúan de igual manera, es decir, absorbiendo cargas verticales), recibiendo cada una de ellas la mitad de la carga puntual. (Castillo, 2 016)

Posteriormente se procede a cortar la viga en un punto D entre A y C y se dibuja el diagrama del cuerpo libre de cada una de las partes como muestra la figura siguiente:

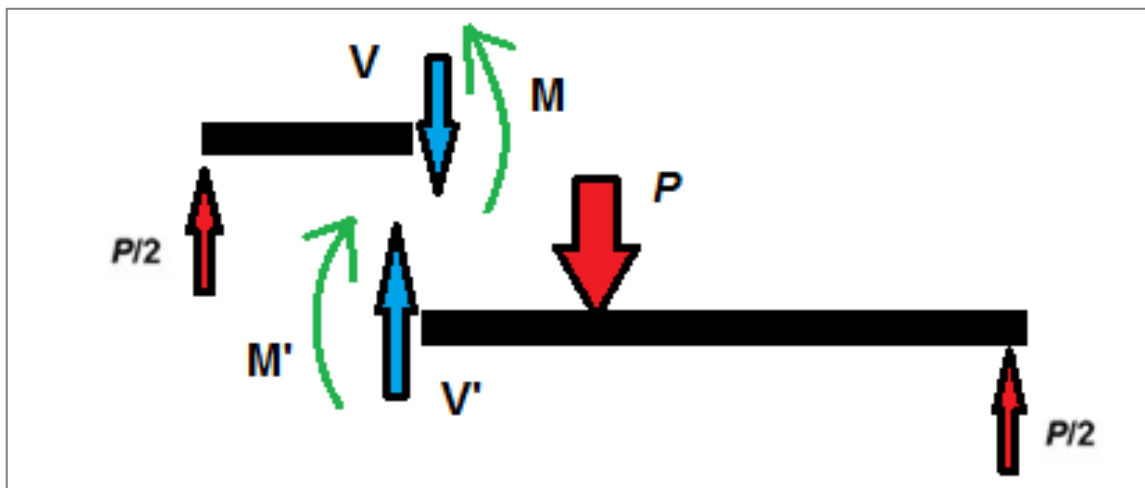


Figura N° 2. 27: Corte imaginario de la viga en el punto D. (Elaboración propia, 2 017)

Dado la necesidad del cumplimiento de las condiciones de equilibrio se llega a la conclusión que:

$$V = P/2 \quad (\text{Ec. 2. 6})$$

Donde:

- V: Esfuerzo cortante (N)
- P: Carga aplicada (N)

Y que:

$$M = \frac{Px}{2} \quad (\text{Ec. 2. 7})$$

Donde:

- M: Momento Flector (Nm)
- P: Carga aplicada(N)
- X: Distancia entre el origen de coordenadas (A) y el punto de corte imaginario C (m)

Luego se procede a realizar un corte en el punto E entre C y B, como se muestra en la figura:

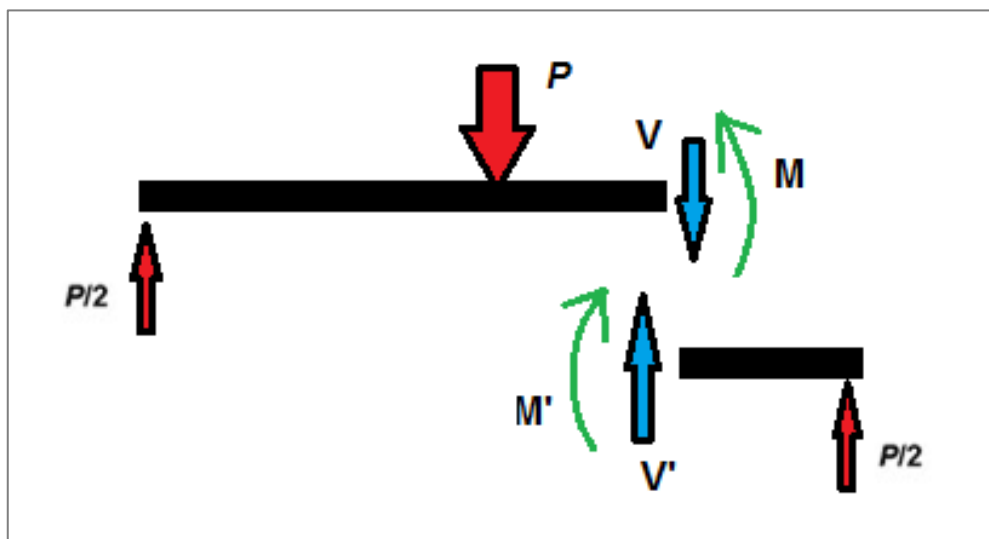


Figura N° 2. 28: Corte imaginario de la viga en el punto E. (Elaboración propia, 2 017)

Aplicando las condiciones de equilibrio se obtiene:

$$V = -P/2 \quad (\text{Ec. 2. 8})$$

Y:

$$M = \frac{P(L-x)}{2} \quad (\text{Ec. 2. 9})$$

Donde:

- L: Longitud de la barra (m)

A partir de lo obtenido se elaboran los gráficos para esfuerzo cortante y momento flector:

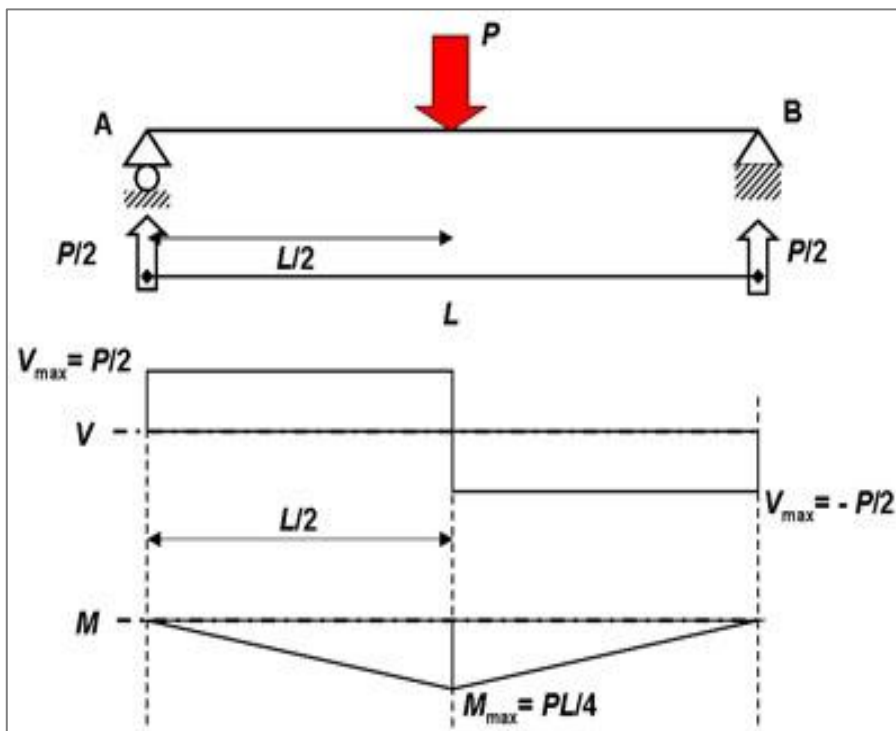


Figura N° 2. 29: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para una viga simplemente apoyada. (Castillo, 2 016)

Algunos autores consideran positivo el momento flector en el eje -y y otros en el eje +y, la figura anterior Castillo considera a el momento flector positivo en el eje -y.

En la siguiente figura Beer considera el momento flector positivo a lo largo del eje +y.

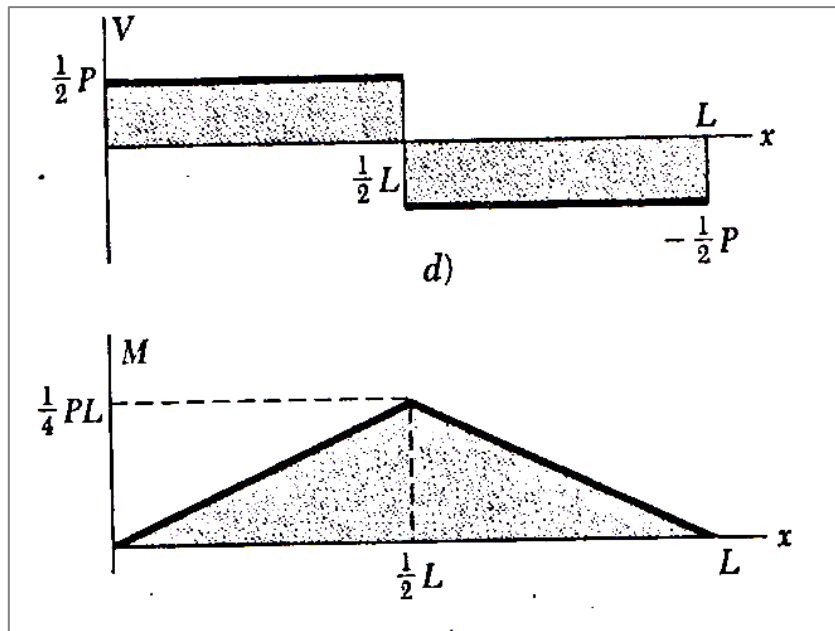


Figura N° 2. 30: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector. (Beer et al, 2 009)

d. Deformación por flexión

En la siguiente figura se muestra dos secciones adyacente ab y cd separadas una distancia dx. Debido a la flexión producida por la carga P, las secciones ab y cd giran una con respecto a otra un pequeño ángulo $d\theta$. Además la parte ubicada sobre la superficie neutra se contrae mientras la que está por debajo se expande. (Pytel & Singer, 2 011)

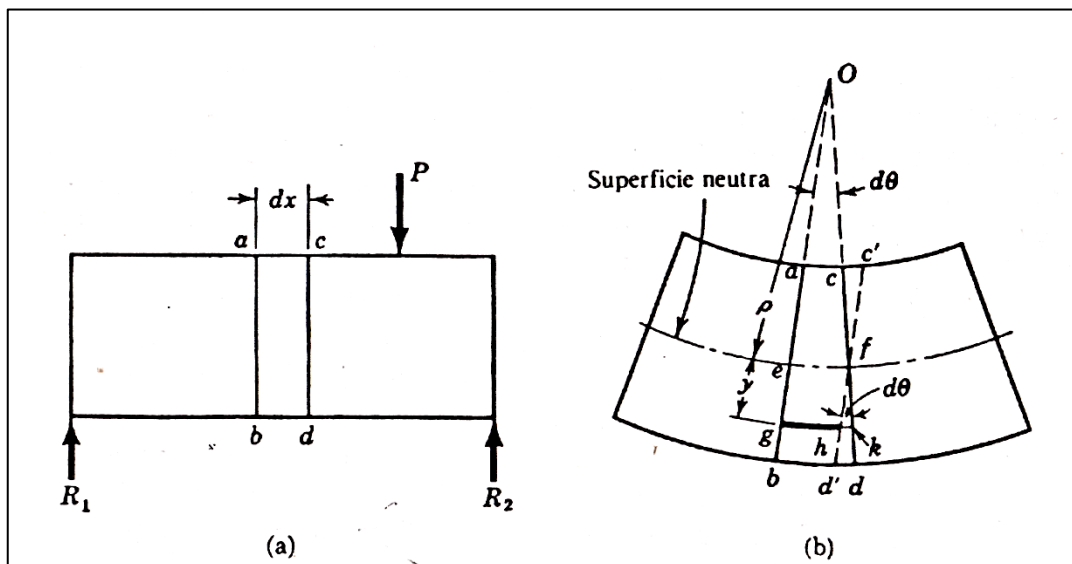


Figura N° 2. 31: Deformaciones. (Pytel & Singer, 2 011)

Luego de trazar “ c’ d’ ” paralela a “a b” se puede encontrar que la deformación gk es hk que es dimensionalmente igual a:

$$\delta = hk = yd\theta \quad (\text{Ec. 2. 10})$$

Entonces la deformación se obtiene dividiendo el alargamiento entre la longitud inicial ef que es igual a $\rho d\theta$, por lo que la deformación unitaria se expresa con la siguiente ecuación:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} = \frac{yd\theta}{\rho d\theta} = \frac{y}{\rho} \quad (\text{Ec. 2. 11})$$

Donde:

- ϵ : Deformación unitaria (adimensional)
- δ : Deformación (m)
- L : Longitud de la barra (m)

De cumplirse la ley de Hooke (material homogéneo):

$$\sigma = E\epsilon = \frac{Ey}{\rho} \quad (\text{Ec. 2. 12})$$

Donde:

E : Constante de proporcionalidad Hooke (adimensional)

ρ : Radio de curvatura (m)

e. Deflexión en vigas

El diseño de una viga suele determinarse más por su rigidez que por su resistencia.

(Pytel & Singer, 2 011)

Las deflexiones de las estructuras pueden tener varias fuentes como las cargas, la temperatura, los errores de fabricación o el asentamiento. Durante el diseño deben limitarse las deflexiones a fin de garantizar la integridad y estabilidad (...). La deflexión de una estructura puede causar sus cargas internas, como la fuerza normal, la fuerza cortante o el momento flexionante. Sin embargo en el caso de las vigas y los marcos, las mayores desviaciones suelen ser causadas por flexión interna en tanto en una armadura las deflexiones las ocasionan fuerzas axiales. (Hibbeler, 2 012)

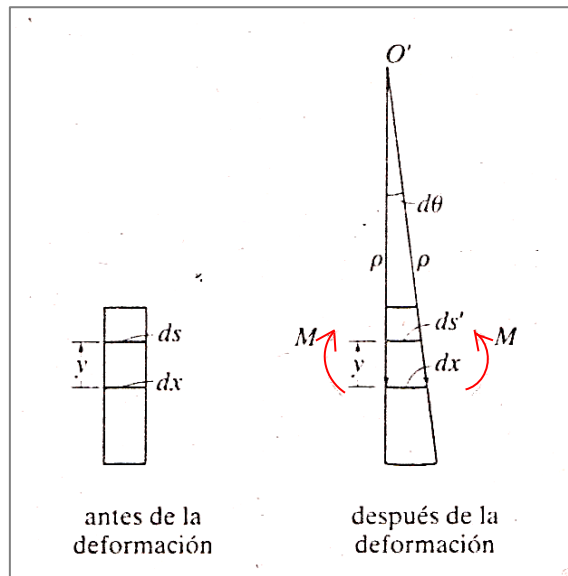


Figura N° 2. 32: Deformación en sección de viga. (Hibbeler, 2 012)

Dado el momento interno M que deforma una viga y aplicando las ecuaciones anteriores:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$$

(Ec. 2. 13)

Donde:

- ρ : El radio de curvatura en un punto específico de la curvatura elástica ($\frac{1}{\rho}$ se conoce como curvatura)
- M : El momento interno en la viga en el punto donde debe determinarse ρ
- E : El módulo de elasticidad del material

- I: El momento de inercia de la viga calculado respecto del eje neutro.

El se conoce como la rigidez a la flexión y siempre es una cantidad positiva. Puesto que:

$$dx = \rho d\theta$$

(Ec. 2. 14)

A partir de la ecuación anterior podemos decir:

$$d\theta = \frac{M}{EI} dx$$

(Ec. 2. 15)

La relación de curvatura se define como:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2v/dx^2}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}$$

Entonces:

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2v/dx^2}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}$$

Como: $\frac{dv}{dx}$ tiende a cero, la ecuación queda definida:

$$\frac{M}{EI} = d^2v/dx^2$$

(Ec. 2. 16)

Mediante una integración doble se puede resolver la ecuación anterior.

2.2.7. Torsión

Los elementos sometidos a torsión se encuentran en diversas situaciones de ingeniería.

La aplicación más común la representan los ejes de transmisión, que se emplean para transmitir potencia de un punto a otro. (Beer et al, 2 009)

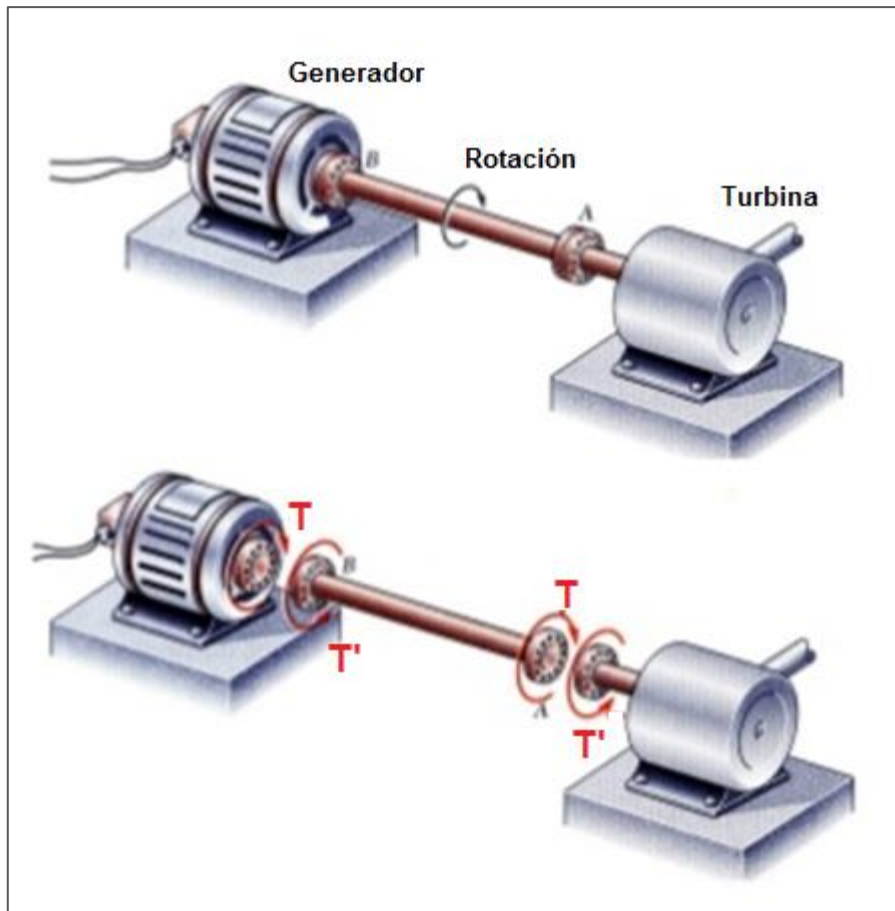


Figura N° 2. 33: Par torsor. (Beer et al, 2 009)

Para el análisis se considera el par torsor T es tal que todos los esfuerzos cortantes en eje se encuentran por debajo de la resistencia a la cedencia τ_y , en consecuencia se encuentra por debajo del límite elástico cumpliéndose la ley de Hooke. (BEER, 2009)

Aplicando la ley de Hooke:

$$\tau = G\gamma$$

(Ec. 2. 17)

Donde:

γ = Deformación unitaria (rad)

G = Módulo de rigidez (Pa)

τ = Esfuerzo (Pa)

De aquí se desprende que:

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

(Ec. 2. 18)

Donde:

ρ : Distancia desde el eje hasta el punto en consideración (m)

J : Momento polar de inercia (m^4)

Como se observa en la siguiente figura:

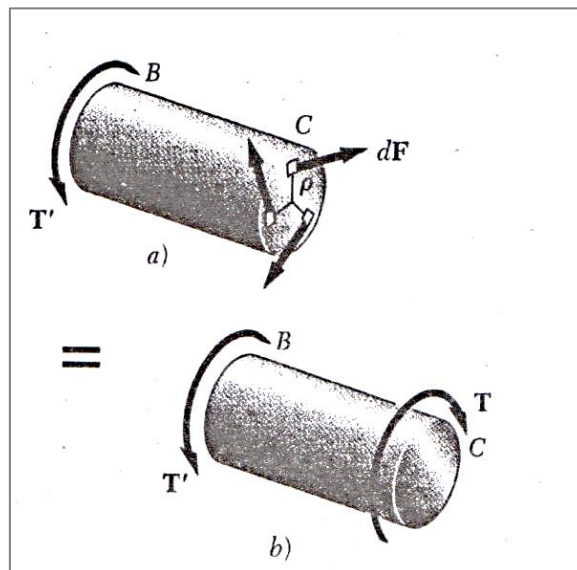


Figura N° 2. 34: Aplicación de par torsor en eje. (Beer et al, 2 009)

2.2.8. Esfuerzos Combinados

Se sabe que los esfuerzos a los que puede estar sometido un cuerpo son:

- Esfuerzo por carga axial

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

(Ec. 2. 19)

- Esfuerzo por carga de torsión

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

(Ec. 2. 20)

- Esfuerzo de flexión

$$\sigma_f = \frac{My}{I}$$

(Ec. 2. 21)

La combinación de los mismos produce esfuerzos combinados. En la figura siguiente se muestra el caso de la combinación del esfuerzo axial y el esfuerzo de flexión:

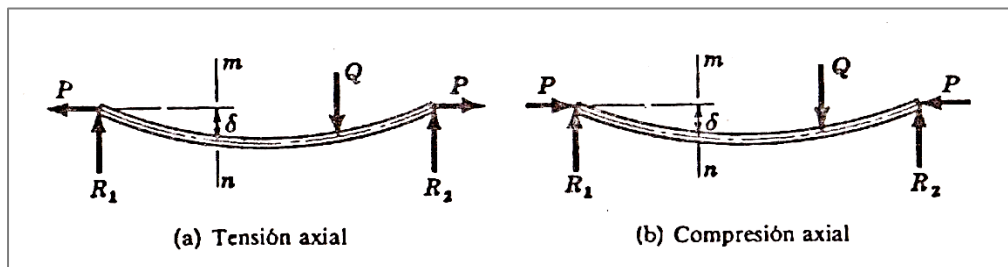


Figura N° 2. 35: Aplicación de esfuerzos combinados en una viga. (Pytel & Singer ,2 011)

La combinación del esfuerzo axial y el esfuerzo de flexión queda denotado por la ecuación:

$$\sigma = \mp \frac{P}{A} \mp \frac{My}{I}$$

(Ec. 2. 22)

P/A representa el esfuerzo axial (N/m^2) y puede tomar el signo positivo (Figura N° 2.35 a) o negativo (Figura N° 2.35 b) ya que puede estar a tensión o compresión.

Q es la fuerza aplicada a viga que produce esfuerzos de flexión, en muchas ocasiones el efecto flexionante producido por P es despreciable dada la rigidez de la viga, pero si la barra es larga y flexible, será significativa (Pytel & Singer, 2 011)

a. Circulo de Mohr

Teoría del círculo de Mohr sobre el cual actúa un estado plano de cargas.

Se considera el plano xy donde se aplican los esfuerzos, más no en z, se usa un elemento en forma de triángulo, donde se supone que los ejes x e y son principales, o sea las tensiones de corte en esos planos son nulas. (Antico, 2 008)

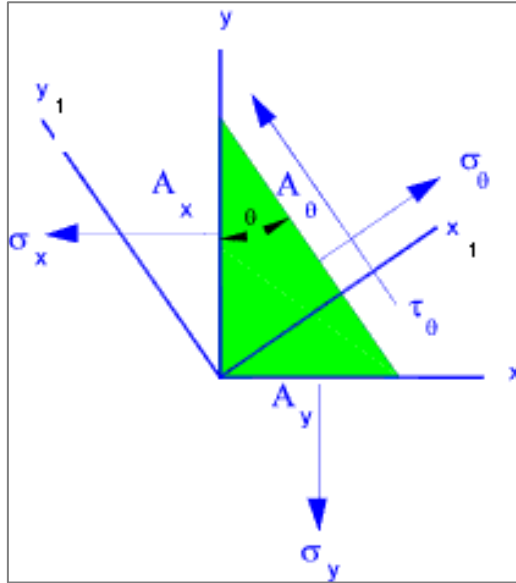


Figura N° 2. 36: Esquema de aplicación de esfuerzos en el plano x,y. (Antico, 2 008)

En el grafico anterior, se muestra además de los ejes principales, un sistema de coordenadas x1 , y1 formados de la rotación de los ejes XY , un ángulo θ . Los esfuerzos normales : σ_x , σ_y , σ_θ son aplicados a las caras A_x , A_y y A_θ y el esfuerzo cortante τ_θ aplicado a A_θ .

Entonces si tomamos las ecuaciones que describen las condiciones de equilibrio obtenemos:

$$\begin{aligned} -\sigma_x A_x - \tau_\theta A_\theta \text{sen } \theta + \sigma_\theta A_\theta \text{cos } \theta &= 0 \\ -\sigma_y A_y + \tau_\theta A_\theta \text{cos } \theta + \sigma_\theta A_\theta \text{sen } \theta &= 0 \end{aligned}$$

(Ec. 2. 23)

Como se observa en la figura N° 4.34 :

$$A_x = A_\theta \cdot \text{cos } \theta$$

$$A_y = A_\theta \cdot \text{sen } \theta,$$

Entonces reemplazamos en las ecuaciones N° 2.23:

$$-\sigma_x \cos \theta - \tau_\theta \sin \theta + \sigma_\theta \cos \theta = 0 \quad (\text{Ec. 2. 24})$$

$$-\sigma_y \sin \theta + \tau_\theta \cos \theta + \sigma_\theta \sin \theta = 0 \quad (\text{Ec. 2. 25})$$

La ecuación 2.24 es multiplicada por $\cos \theta$ y la ecuación 2.25 es multiplicada por $\sin \theta$, sumando ambas expresiones, se obtiene:

$$0 = -\sigma_x \cos^2 \theta - \sigma_y \sin^2 \theta + \sigma_\theta \quad (\text{Ec. 2. 26})$$

Y considerando las relaciones trigonométricas

$$\cos^2 \theta = \frac{(1 + \cos 2\theta)}{2}$$

$$\sin^2 \theta = \frac{(1 - \cos 2\theta)}{2}$$

$$\sin \theta \cos \theta = \frac{(\sin 2\theta)}{2}$$

(Ec. 2. 27)

Se obtiene:

$$\sigma_\theta = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} + \frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \cos 2\theta$$

$$\tau_\theta = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta$$

(Ec. 2. 28)

Las dos últimas ecuaciones mostradas son las componentes cartesianas de una circunferencia, que se grafica de la siguiente manera:

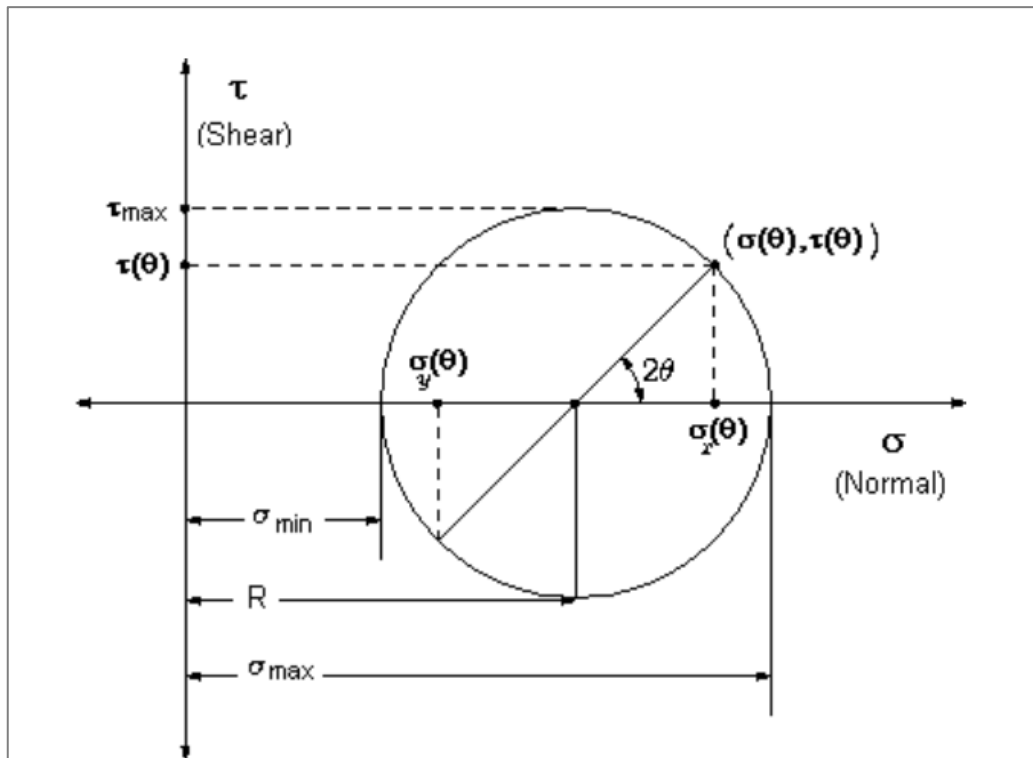


Figura N° 2. 37: Representación gráfica del círculo de Mohr. (Valdivieso, 2 012)

2.2.9. Análisis de Estructuras Estáticamente Determinadas

Son aquellas estructuras que pueden definirse completamente con el uso de las ecuaciones básicas de equilibrio estático.

Los principios fundamentales que se aplican en el análisis estructural son las leyes de movimiento y de la inercia de Sir Isaac Newton que son:

1. Un cuerpo estará en estado de reposo o en estado de movimiento uniforme en línea recta a menos que sea forzado a cambiar ese estado por fuerzas impuestas a él.
2. La razón de cambio del momentum o cantidad de movimiento de un cuerpo es igual a la fuerza neta aplicada.
3. Para toda acción existe una reacción igual y opuesta. (Mc Cormac, 2 011)

En el estado de reposo la sumatoria de las fuerzas y momentos es igual a cero:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 & \sum M_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 & \sum M_y &= 0 \\ \sum F_z &= 0 & \sum M_z &= 0 \end{aligned}$$

(Ec. 2. 29)

Donde:

M_i : Momento en i

F_i : Fuerza en i

(Serway & Beichener, 2 002)

Un cuerpo se mueve con velocidad constante puede estar en estado de equilibrio estático; la fuerza neta que actúa sobre el cuerpo es igual a cero.

Este concepto puede probarse con la relación impulso - cantidad de movimiento. (Mc Cormac, 2 011)

$$F (\Delta T) = m (\Delta v)$$

(Ec. 2. 30)

Donde:

F: Fuerza neta que actúa sobre el cuerpo (N).

ΔT : Tiempo que la fuerza actúa (s).

Δv : Cambio en la velocidad del cuerpo (m/s)

m: Masa del cuerpo (Kg).

Un cuerpo en movimiento tiene una aceleración proporcional a la fuerza resultante:

$$\sum F = ma$$

(Ec. 2. 31)

Donde:

F: Fuerzas aplicadas a un cuerpo.

a : Aceleración.

m : Masa.

Para definir una fuerza, existen tres propiedades a considerar: su magnitud, su línea de acción y la dirección en el cual actúa a lo largo de la línea de acción. En general se conocen todas estas propiedades para cada una de las cargas aplicadas externamente. Sin embargo cuando se trata de las reacciones estructurales, solamente se conocen el punto en el cual actúa la fuerza de reacción y tal vez, también la dirección. La magnitud de las fuerzas de reacción y algunas veces las direcciones en las cuales actúan, son desconocidas y deben determinarse. (Mc Cormac, 2 011)

Para cualquier estructura en el plano existen 3 ecuaciones independientes de equilibrio estático, por ello solo es posible calcular 3 incógnitas, de tener otras incógnitas adicionales, requerirá de nuevas ecuaciones y ya no se tratará de una estructura estáticamente determinada. (Mc Cormac, 2 011)

Ejemplo:

Encontrar todas las componentes de la reacción en la siguiente viga en voladizo:

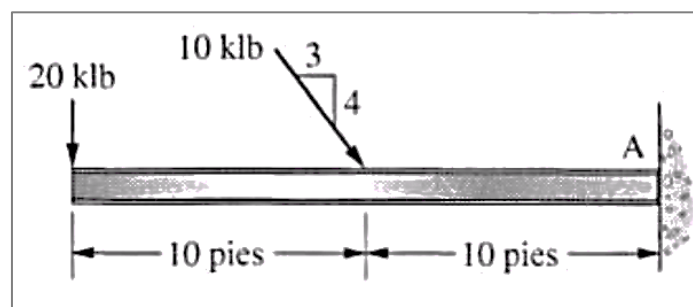


Figura N° 2. 38: Viga en voladizo. (Mc Cormac, 2 011)

Solución:

Se realiza el diagrama de cuerpo libre, como se muestra en la siguiente figura:

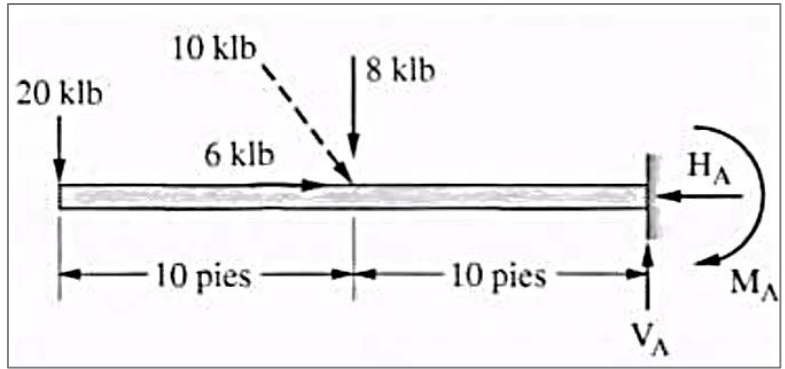


Figura N° 2. 39: Diagrama de cuerpo libre (DCL) de viga en voladizo. (Mc Cormac, 2 011)

Aplicando las ecuaciones referidas al estado estático de la viga (Ec. 2.29):

$$\sum F_x = 0$$

Reemplazando:

$$6Klb - H_A = 0$$

$$H_A = 6Klb$$

$$\sum F_y = 0$$

Reemplazando:

$$20Klb + 8Klb - V_A = 0$$

$$V_A = 28Klb$$

$$\sum M_z = 0$$

Reemplazando:

$$-20Klb(20 \text{ pies}) - 8Klb(10 \text{ pies}) + M_A = 0$$

$$M_A = 480Klb.pie$$

Dado la existencia de 3 incógnitas, la estructura en voladizo planteada es estáticamente determinada, se han podido calcular las reacciones utilizando las condiciones de equilibrio.

2.2.10. Análisis de Estructuras Estáticamente Indeterminadas

El análisis de una estructura estáticamente indeterminada será más complicado que el de una estructura estáticamente determinada, ya que no será suficiente las ecuaciones de equilibrio básico para definir las. Por lo general hay varias razones para emplear este tipo de estructuras para el diseño. La importante es que para una carga dada el esfuerzo máximo y la deflexión son generalmente más pequeños que su contraparte estáticamente determinada. (Hibbeler, 2 012)

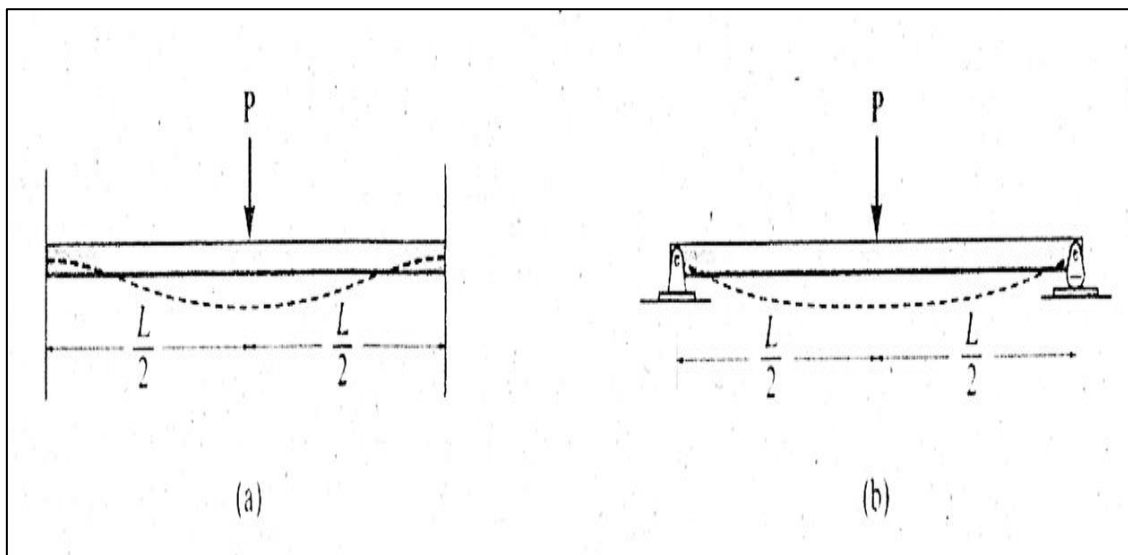


Figura N° 2. 40: (a) Viga empotrada en ambos extremos sometida a una carga P , (b) Viga simplemente apoyada sometida a una carga P . (Hibbeler, 2 012)

Por ejemplo, en la 2.40 (a) se aprecia una viga fijamente apoyada (doblemente empotrada) cuyas reacciones, esfuerzo cortante, momento flector y deformaciones están definidos en la siguiente tabla:

VIGA SIMPLE EMPOTRADA: carga puntual F centrada.	
	<p align="center">Reacciones y solicitaciones</p> <p>Reacciones: $R_A = R_B = \frac{F}{2}$</p> <p>Cortantes: $V_{AC} = \frac{F}{2}$ $V_{CB} = -\frac{F}{2}$</p> <p>Flectores: $M_{AC} = \frac{FL}{8} \left(4 \frac{x}{L} - 1 \right)$ $M_{CB} = \frac{FL}{8} \left(3 - 4 \frac{x}{L} \right)$</p> <p align="center">$M_A = M_B = -\frac{FL}{8}$ $M_{m\acute{a}x} = M_C = \frac{FL}{8}$ para $x = \frac{L}{2}$</p>
	<p align="center">Deformaciones</p> <p>Elástica:</p> <p align="center">$y_{AC} = \frac{FLx^2}{48EI} \left(3 - 4 \frac{x}{L} \right)$ $y_{CB} = \frac{F(L-x)^2}{48EI} (4x - L)$</p> <p>Flecha máxima:</p> <p align="center">$y_{m\acute{a}x} = y_C = \frac{FL^3}{192EI}$ para $x = \frac{L}{2}$</p>

Tabla N° 2. 1: Reacciones, solicitaciones de una viga simple empotrada. (Bañón, 2 009)

Si $P=F$ entonces se dice que la viga está sometida a un momento máximo:

$$M_{max} = \frac{PL}{8}$$

(Ec. 2. 32)

Donde:

- P : Carga aplicada (N)
- L : Longitud (m)
- M_{max} : Momento cortante máximo (N m)

Mientras que la viga simplemente apoyada 2.b, cuyas reacciones, esfuerzo cortante, momento flector y deformaciones están definidas en la siguiente tabla:

VIGA SIMPLE APOYADA: carga puntual F centrada.

Reacciones y solicitaciones	
Reacciones:	$R_A = R_B = \frac{F}{2}$
Cortantes:	$V_{AC} = \frac{F}{2} \quad V_{CB} = -\frac{F}{2}$
Flectores:	$M_{AC} = \frac{F}{2}x \quad M_{CB} = \frac{F}{2}(L-x)$ $M_{\text{máx}} = M_C = \frac{FL}{4} \quad \text{para } x = \frac{L}{2}$
Deformaciones	
Giros:	$\varphi_A = -\frac{FL^2}{16EI} \quad \varphi_B = \frac{FL^2}{16EI} \quad \varphi_C = 0$
Elástica:	$y_{AC} = \frac{FL^2x}{16EI} \left(1 - \frac{4x^2}{3L^2}\right) \quad y_{CB} = \frac{FL^2(L-x)}{12EI} \left(\frac{3}{4} - \frac{(L-x)^2}{L^2}\right)$
Flecha máxima:	$y_{\text{máx}} = y_C = \frac{FL^3}{48EI} \quad \text{para } x = \frac{L}{2}$

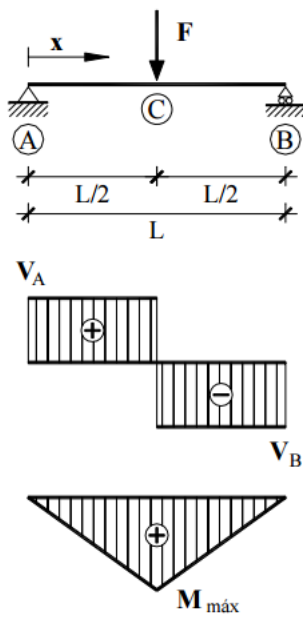


Tabla N° 2. 2: Reacciones, solicitaciones de una viga simple apoyada. (Bañón, 2 009)

Entonces se dice que el momento flector máximo al que está sometido es:

$$M_{max} = \frac{PL}{4}$$

(Ec. 2. 33)

Otra razón para seleccionar una estructura estáticamente indeterminada es que tiene una tendencia a redistribuir las cargas en sus soportes redundantes en situaciones donde ocurre un diseño defectuoso o una sobrecarga. Siendo particularmente importante en la aplicación de cargas repentinas.

Pero hay casos en que las ventajas pueden convertirse en desventajas pues una estructura estáticamente indeterminada suele implicar costos adicionales a los de una estructura estáticamente determinada. Otro aspecto importante es el desplazamiento diferencial de los soportes ya que esto introduce esfuerzos internos en la estructura.

(Hibbeler,2 012)

El método de aplicación para encontrar la deformación en vigas estáticamente indeterminadas o estáticamente determinadas es la misma descrita anteriormente.

2.3. Uniones Soldadas

Según su posición las uniones son clasificadas como:

- Uniones a tope.
- Uniones a tope en T.
- Uniones por solape.

Las uniones soldadas a tope o en ángulo, requieren una preparación de bordes para facilitar la penetración.

Hay uniones que no requieren ser calculadas, estas son uniones a tope con penetración completa. Ellas tienen un metal de aportación, una sección igual o mayor que la del metal de base y un límite elástico del metal de aportación mayor o igual al metal base pero de ser sometidas a cargas dinámicas si es necesario comprobarlas. (Universidad Politécnica de Valencia, 2 011)

Si se abate la sección de garganta sobre una de las caras del cordón se pueden representar las tensiones en las diferentes direcciones de la siguiente manera:

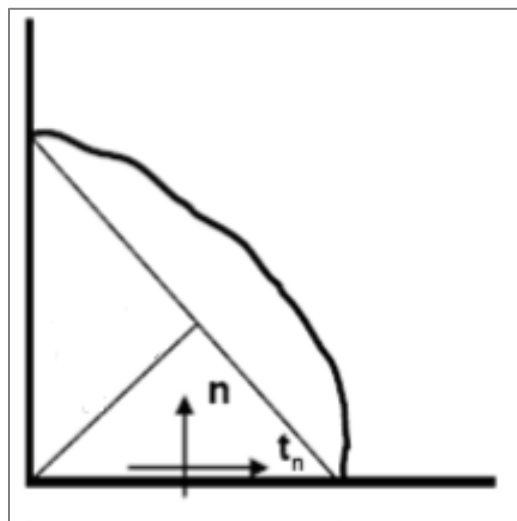


Figura N° 2. 41: Tensiones en la cara abatida; t_n en el plano, n perpendicular al plano. (Aratec, 2 011)

Los esfuerzos transmitidos por unidad de longitud pueden ser descompuestos suponiendo una distribución uniforme de tensiones en la sección de la garganta. Como se muestra en la siguiente figura.

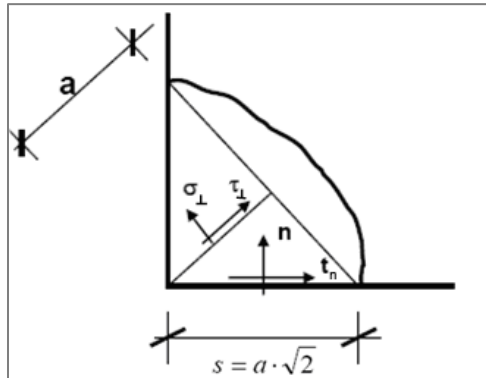


Figura N° 2. 42: Tensiones aplicadas en la garganta. (Universidad Politécnica de Cataluña, 2 011)

El resultado de la descomposición en la figura anterior muestra las tensiones en la sección de la garganta :

- τ_{\perp} : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) perpendicular al eje de la soldadura.
- τ_{\parallel} : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) paralela al eje de la soldadura.
- s: distancia cubierta de por soldadura en la cara
- a: espesor de la garganta.

A continuación se muestra otra figura donde se observan las tensiones:

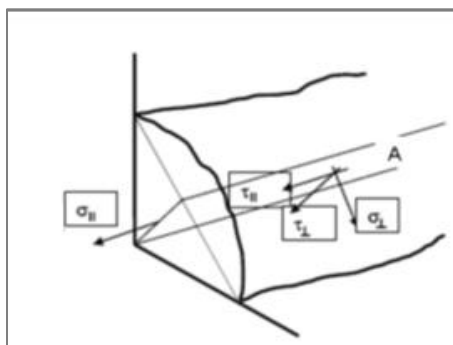


Figura N° 2. 43: Tensiones en la sección de la garganta. (Universidad Politécnica de Cataluña, 2 011)

En donde:

τ_{\perp} : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) perpendicular al eje de la soldadura,

τ_{\parallel} : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) paralela al eje de la soldadura,

s: distancia cubierta de por soldadura en la cara,

a: espesor de la garganta,

σ_{\perp} : Tensión normal perpendicular a la garganta de la soldadura,

σ_{\parallel} : Tensión normal paralela a la garganta de la soldadura

Tomando en cuenta las normas españolas vigentes (EAE y el CTE- EC3), se admite que un cordón en ángulo agota su capacidad resistente cuando una determinada función del estado tensional, llamada tensión de comparación, alcanza el valor de la tensión última del metal de base:

$$\sigma_{co} = f(\sigma_{\parallel}, \sigma_{\perp}, \tau_{\parallel}, \tau_{\perp}) = \sigma_u$$

$$\sigma_{co} = \beta \sqrt{\alpha \sigma_{\parallel}^2 + K[\sigma_{\perp}^2 + \lambda(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)]}$$

(Ec. 2. 34)

Las normas propuestas por el Instituto Internacional de la Soldadura en 1976, dan los valores de: $\alpha = 0$, $k=1$, $\lambda = 3$ y β variando según el tipo de acero como se aprecia en la siguiente tabla:

Acero	fu N/mm2 (resistencia última de tracción del acero)	β (coeficiente de correlación)
S235	360	0.80
S275	430	0.85
S355	510	0.90

Tabla N° 2. 3: Valores de resistencia última del acero y el coeficiente de correlación respectivo para cada tipo de acero. (Universidad Politécnica de Valencia, 2 006)

Los grados de los aceros pueden expresarse según distintas normativas y permiten saber la composición del mismo.

En la siguiente tabla se muestra los grados UE y US de los aceros más comunes y su composición química significativa.

Grado UE	Grado US	C% máx	Mn% máx	P% máx	S% máx	Si% máx
S235	A283C	0.22	1.60	0.05	0.05	0.05
S275	A570Gr40	0.25	1.60	0.04	0.05	0.05
S355	A572Gr50	0.23	1.60	0.05	0.05	0.05

Tabla N° 2. 4: Equivalencia de Grado de Acero y composición química de los mismos. (UE-US, 2 011)

Reemplazando los valores sugeridos se obtiene la siguiente expresión:

$$\sigma_{co} = \beta \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)}$$

(Ec. 2. 35)

2.3.1. Cálculo de la Resistencia de un Cordón de Soldadura

Hay un grupo de ecuaciones que permite evaluar las soldaduras de acuerdo a normativa internacional, se establece inicialmente un cordón con las dimensiones genéricas mostradas en la figura.

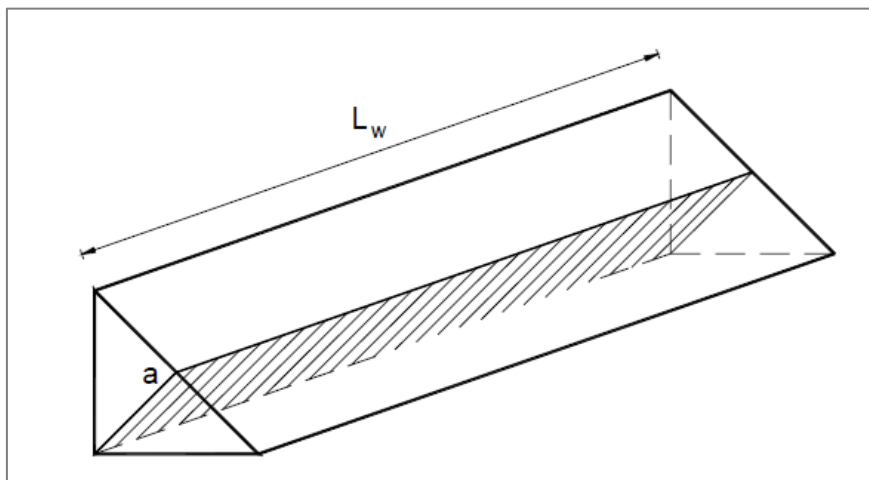


Figura N° 2. 44: Dimensiones del cordón de soldadura a, L. (Guardiola, 2 011)

a. Método direccional

La resistencia de un cordón será suficiente si se cumplen simultáneamente:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta\gamma_{M2}}$$

(Ec. 2. 36)

$$\sigma_{\perp} \leq 0.9 \frac{f_u}{\gamma_{M2}}$$

(Ec. 2. 37)

Según la Universidad Politécnica de Cataluña que cita las normas españolas vigentes al 2 015.

Donde:

- σ_{\perp} : Tensión normal perpendicular a la garganta de la soldadura (N/m²).
- τ_{\perp} : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) perpendicular al eje de la soldadura (N/m²).
- τ_{\parallel} : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) paralela al eje de la soldadura (N/m²).
- f_u : Resistencia última del acero (N/m²).
- β : Coeficiente de correlación en función del tipo de acero (adimensional).
- γ_{M2} : Factor parcial de seguridad (1.25) (adimensional).

b. Método de máxima tensión tangencial.

Este procedimiento es utilizado para un cordón en ángulo (dirección: longitudinal, transversal y oblicua).

Debe cumplirse que la resultante por unidad de longitud de las fuerzas transmitidas $F_{w,Ed}$ no supera su resistencia por unidad de longitud $F_{w,Rd}$.

$$F_{w,Ed} \leq F_{w,Rd} = a f_{vW,d}$$

(Ec. 2. 38)

- a : Espesor de la garganta.
- $F_{w,Ed}$: Fuerza resultante por unidad de longitud (N/m)
- $F_{w,Rd}$: Resistencia de la soldadura por unidad de longitud (N/m)
- $f_{vW,d}$: Resistencia última del acero utilizado luego de aplicar:
 - $f_{vW,d} = \frac{f_u/\sqrt{3}}{\beta\gamma_{M2}}$ Para norma europea euro código 3
 - $f_{vW,d} = \frac{f_u}{\beta\gamma_{M2}\sqrt{2+\cos^2(\alpha)}}$ Según la Instrucción Española de Acero

Estructural

2.4. Hidráulica

2.4.1. Fundamentos de la Mecánica de Fluidos

Se denomina fluido a una sustancia que genera un medio continuo donde entre sus moléculas existe una fuerza de atracción débil. Careciendo de rigidez y elasticidad.

La clasificación de los flujos puede realizarse respecto a la variación de velocidad y dirección por el espacio recorrido, por el tiempo o procesos termodinámicos.

a. Flujo laminar

Las partículas de un fluido laminar se mueven solamente en la dirección del movimiento principal del fluido.

En la realidad no existe un flujo completamente laminar sin embargo para efectos de cálculo se considera un flujo laminar si el número de Reynolds del mismo es menor a 2100. (Vickers, 2 008)

b. Flujo Turbulento

Las partículas de un fluido turbulento tienen desplazamiento en sentidos distintos al del movimiento principal del fluido.

Se considerara un flujo turbulento si el número de Reynolds del mismo es mayor a 2 100. (Vickers, 2 008)

El número de Reynolds puede calcularse con cualquiera de las 2 expresiones:

$$N_{RE} = \frac{D V_2 \rho}{\mu}$$

(Ec. 2. 39)

$$N_{RE} = \frac{D V_2}{\nu}$$

(Ec. 2. 40)

Donde:

- D : Diámetro interior de la tubería (m)
- V_2 : Velocidad del fluido (m/s)
- ρ : Densidad del fluido (Kg/m²)
- μ : Viscosidad dinámica del fluido (Kg/ms)
- ν : Viscosidad cinemática del fluido (m²/s)

c. Flujo uniforme

Un fluido es uniforme cuando en cualquier parte de él, el vector velocidad es el mismo, sin importar la ubicación en la tubería.

d. Fluido permanente

Un flujo es permanente cuando el movimiento y las características del fluido se mantienen constantes en el tiempo en un mismo punto.

e. Fluido ideal

Para simplificar la descripción de los fluidos se hacen consideraciones de idealidad, quedando definidas las siguientes características (Universidad Politécnica de Madrid, 2016):

- Fluido no viscoso: No existe fricción entre las partículas del mismo fluido.
- Flujo estacionario: La velocidad del fluido en un punto es constante con el tiempo
- Fluido incompresible: La densidad del fluido no cambia con el tiempo
- Flujo irrotacional: No hay momento angular del fluido respecto de cualquier punto, no hay turbulencia.

f. Fluidos hidráulicos

Para definirse como fluido hidráulico debe transmitir energía, lubricar partes en movimiento, proteger elementos de la corrosión, poseer una viscosidad adecuada, poseer estabilidad química y ser poco inflamable.

Fluidos hidráulicos de uso en la industria tienen como base distintas sustancias las más comunes son:

- Agua: Ha sido utilizada desde que los conceptos hidráulicos comenzaron a formarse. Pero el ser un fluido corrosivo, con alto punto de congelación y bajo de ebullición y no tener propiedades lubricante ni extrema presión provocaron que su uso se reduzca partir del siglo XVII.
- Aceite mineral: Estos fluidos tienen aplicaciones hidráulicas. Poseen una buena relación viscosidad/temperatura (índice de viscosidad), baja presión de vapor, poder refrigerante, una compresibilidad baja, inmiscibilidad con agua, de satisfactorias o excelentes cualidades de protección, y no requieren especial

cuidado respecto a las juntas y pinturas normalmente utilizadas. Además tienen buena relación entre calidad, precio y rendimiento.

- Emulsión de aceite en agua: Es una emulsión de aceite del 3 al 15% también denominada emulsión directa. Tiene buenas propiedades de apagado de llama pero son muy limitadas las temperaturas de utilización, además presenta una pobre resistencia de la película, problemas de estabilidad de la emulsión, problemas de evaporación y dificultades con la corrosión.
- Emulsión de agua en aceite o emulsión inversa: Es un fluido no newtoniano, el agua será menos abundante que en el caso anterior, contiene aproximadamente un 40% de agua. Presenta buenas propiedades de apagado de llama, el rango de temperaturas donde puede ser utilizado es limitado, su poder lubricante es medio.
- Fluidos agua-glicol: Son emulsiones de entre 20 y 45% de agua y etileno-propileno-glicol sumado de aditivos anticorrosivos y antidesgaste. Este tipo de fluidos es resistente a la flama y es adecuado para trabajar a bajas temperaturas, tiene un buen índice de viscosidad pero por la acción del agua como en los casos anteriores hace que presente problemas de corrosión y por tratarse de una emulsión pueden separarse las fases.
- Fluidos sintéticos no acuosos: Las propiedades de estos pueden variar dependiendo de su composición específica y los aditivos presentes. Es importante analizar cómo es que sus componentes actúan frente a otros materiales. En cuanto al costo, es superior a los casos anteriores. (Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2 016)

A continuación se muestra la tabla de clasificación de fluidos hidráulicos (familia H) de la norma ISO 6743/4 donde se le asigna un código al fluido hidráulico según su composición, así como se indica sus aplicaciones típicas en la industria.

Código Letra	Aplicaciones generales	Aplicaciones particulares	Aplicaciones específicas	composición y propiedades especiales	símbolo ISO L	Aplicaciones Típicas	Observaciones
H	Sistemas hidráulicos	Hidroestático		aceites minerales refinados sin inhibiciones	HH		
				aceites minerales refinados con antioxidante y mejores propiedades antioxidantes	HL		
				Los aceites de tipo HL con propiedades mejoradas contra el desgaste	HM	sistemas hidráulicos generales, incluyendo los mismos componentes	
				Los aceites de tipo HL con propiedades mejoradas de temperatura y viscosidad	HR		
				Los aceites de tipo HM con propiedades mejoradas de temperatura y viscosidad	HV	Equipos para la construcción la marina	
				fluidos sintetizados que no tienen ninguna propiedad particular de resistencia al fuego	HS		Propiedades especiales
			Sistemas hidráulicos y guías			Comandos de equipos de un solo circuito: la hidráulica y lubricación de correderas, máquinas donde la fricción se debe evitar, a velocidades bajas de viajes, la aparición de vibración de movimiento y vibraciones de partes móviles	
				Aceite de tipo HM con propiedades anti deslizante	HG		
			Aplicaciones que requieren el uso de fluidos que requieren resistencia al fuego	emulsiones de aceites en el agua	HFAE		Típicamente más de 80% de agua
				soluciones químicas acuosas	HFAS		Típicamente más de 80% de agua
				emulsiones agua en aceite	HFB		
				soluciones acuosas de polímeros	HFC		típicamente menos de 80% de agua
		Síntesis de fluidos sin agua. ésteres de ácido fosfórico		HFDR		Los fluidos de categoría peligrosos deben ser elegidos cuidadosamente, representan posibles riesgos para el medio ambiente y la salud	
		síntesis de fluidos sin agua con hidrocarburos		HFDS			
		síntesis de fluidos hizo sin agua, mezclas HFDR y fluidos HFDS		HFDT			
		síntesis de líquidos sin agua hecha de otras composiciones		HFDU			
		Hidrocíntrica	Transmisiones automáticas				
			acopladores y convertidores				clasificación para estas aplicaciones no se ha examinado en detalle y se completará

Tabla N° 2. 5: Clasificación de fluidos hidráulicos familia H. (Norma ISO 6743/4)

Una característica importante de los fluidos hidráulicos es su viscosidad razón por la cual ISO asigna un código para definir la viscosidad de un fluido, la relación entre el código ISO y la viscosidad en CSt, la observamos en la siguiente tabla:

Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática en 40°C (CSt)		Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática en 40°C (CSt)	
	Mínimo	Máximo		Mínimo	Máximo
ISO VG 2	1,98	2,42	ISO VG 68	61,20	74,80
ISO VG 3	2,88	3,52	ISO VG 100	90,00	110,00
ISO VG 5	4,14	5,05	ISO VG 150	135,00	165,00
ISO VG 7	6,12	7,48	ISO VG 220	198,00	242,00
ISO VG 10	9,00	11,00	ISO VG 320	288,00	352,00
ISO VG 15	13,50	16,50	ISO VG 450	414,00	526,00
ISO VG 22	19,80	24,20	ISO VG 680	612,00	748,00
ISO VG 32	28,80	35,20	ISO VG 1000	900,00	1100,00
ISO VG 48	41,40	50,50	ISO VG 1500	1350,00	1650,00

Tabla N° 2. 6: Codificación por el grado de viscosidad de aceites hidráulicos. (Norma ISO, 2 005)

g. Recomendaciones de los fabricantes

American Lubricants, Roshfrans, BatraK , entre otros fabricantes de fluidos hidráulicos recomiendan genéricamente lo siguiente para cualquier fluido que se use como fluido de un sistema hidráulico:

- No se espera que este producto tenga un efecto adverso en la salud siempre y cuando se utilice para las aplicaciones aquí recomendadas.
- Evite el contacto prolongado del aceite usado con la piel.
- El contacto continuo del aceite usado en la piel ha causado cáncer en animales de laboratorio.
- En caso de tener contacto con el aceite lavar la piel con abundante agua y jabón.
- No utilizar este producto en sistemas de alta presión con la cercanía de fuentes de calor como flamas, chispas o superficies calientes.
- Mantenga su ropa de trabajo y las áreas de mantenimiento lo más limpias y ordenadas posible.

- Conserve el recipiente de los lubricantes limpio, bajo sombra y bien tapado para contrarrestar su contaminación.
- No tire el aceite usado o nuevo al drenaje o al suelo, y evite quemarlo.
- Disponga del aceite usado de acuerdo con las normas de recolección locales, estatales y federales. Manténgase fuera del alcance de los niños y de los animales.

2.4.2. Presión Hidráulica

La presión es la magnitud escalar que se define como la fuerza aplicada de forma perpendicular a una superficie por unidad de área de dicha superficie.

Cuando sobre una superficie plana de área S se aplica una fuerza normal F de manera uniforme, la presión P viene dada de la siguiente forma:

$$P = \frac{F}{S}$$

(Ec. 2. 41)

Donde:

F: fuerza (N)

S: área (m²)

P: presión (Pa)

La potencia hidráulica es una de las maneras de producir fuerza en un espacio reducido haciendo uso de un fluido hidráulico.

La presión hidráulica es utilizada tanto en gatos elevadores hidráulicos como en sistemas hidráulicos de alta presión.

El estándar internacional aceptado como máxima presión de trabajo en el sector de herramientas hidráulicas de alta presión es de 700 bar (10 000PSI). La capacidad máxima (en unidades de fuerza) se calcula a la presión máxima. (IDQ SA, 2 016)

2.4.3 Principio de Pascal

El principio de Pascal es fundamental en el funcionamiento de las prensas hidráulicas.

Dado un recipiente provisto de varios tubos laterales y uno central con un émbolo, si una vez colocado líquido en su interior, se ejerce una fuerza F en el émbolo produciendo una presión $P = F/S$ (donde P es la presión ejercida, F la fuerza ejercida y S el área de la superficie del líquido afectado por la fuerza F) podemos ver como el nivel aumenta en todos los tubos hasta igualar alturas. Esto es lo que establece el principio de Pascal: La Presión ejercida en la superficie del líquido se transmite íntegramente a todos los puntos de la masa líquida. (Océano, 1 998)

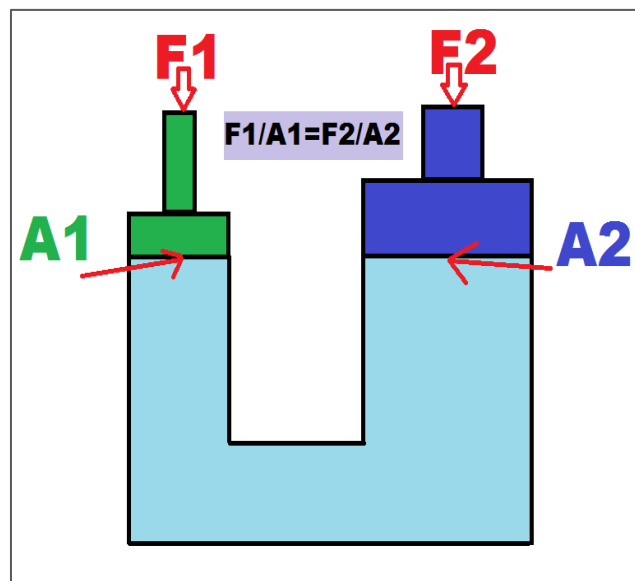


Figura N° 2. 45: Principio de Pascal, donde $F1$ es la fuerza aplicada sobre el área $A1$ y $F2$ es la fuerza aplicada sobre el área $A2$. (Elaboración propia, 2 017)

2.4.4. Ecuación de Continuidad

Una interpretación del principio de la conservación de la masa recae en la ecuación de continuidad.

$$\frac{\Delta m_{sistema}}{\Delta t} = 0$$

(Ec. 2. 42)

Donde:

- $m_{sistema}$: Masa del sistema (Kg).
- t : Tiempo (s).

Aplicado a los fluidos queda definida:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2$$

(Ec. 2. 43)

Donde:

- v_1 : Velocidad del fluido en el punto 1 (m/s).
- v_2 : Velocidad del fluido en el punto 2 (m/s).
- S_1 : área de la sección transversal al paso del fluido en el punto 1 (m²).
- S_2 : área de la sección transversal al paso del fluido en el punto 2 (m²).

Datos observados en la siguiente figura:

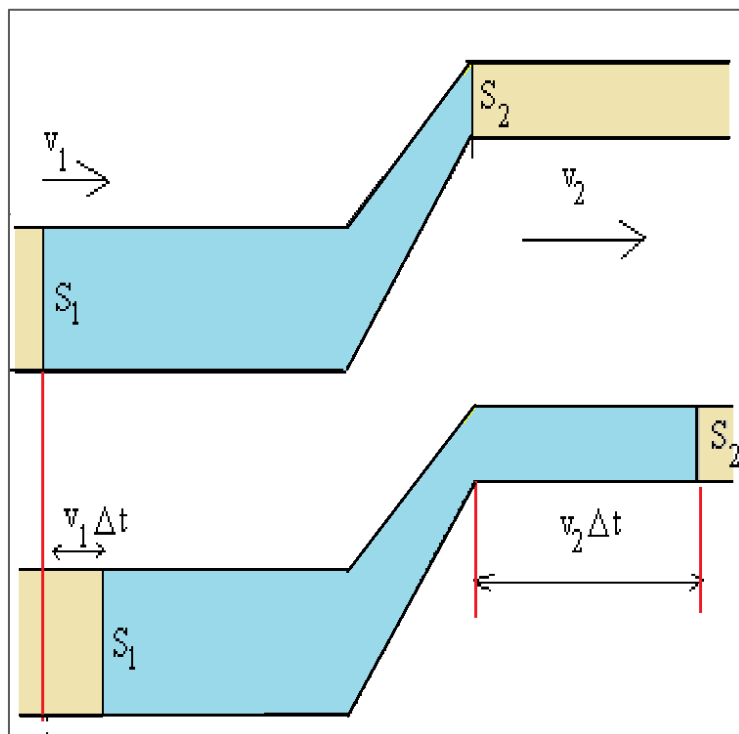


Figura N° 2. 46: Interpretación de la ecuación de continuidad. (Elaboración propia, 2 017)

2.4.5. Partes de un Circuito Hidráulico

Un circuito hidráulico básico presenta los siguientes componentes:

- Un (01) recipiente con aceite.
- Un (01) filtro
- Una (01) bomba para el aceite.
- Una (01) válvula de control que incluye una válvula de seguridad o sobre presión y la respectiva palanca de mando.
- Un (01) cilindro de fuerza (actuador).
- Conductos de comunicación.

a. Conductos de comunicación

Son conductos que permite conectar los componentes de un circuito transportando fluido hidráulico formando las líneas hidráulicas. Los conductos pueden ser rígidos (tubos), flexibles (mangueras) y tubos en espiral.

Los conductos flexibles se suelen utilizar cuando las conexiones con móviles o para facilitar la conexión y desconexión, amortiguan vibraciones, choques y absorben ruidos. En el mercado se encuentran fabricados de elastómero con revestimiento textil, metálicos flexibles y de nylon. La presión a la que pueden trabajar está dada por el fabricante pero suelen clasificarse como conductos de baja, media y alta presión. (Vickers, 2 008).

Según la presión a la que la tubería será sometida, se puede elegir un tipo de conducto como se muestra en la siguiente tabla:

Tipo y material	Presión	Presión máx.	Observaciones
Manguera con trenzado de algodón	Baja	Hasta 500 psi	Línea de baja presión
Manguera con trenzado de nylon	De baja a media	Hasta 1500 psi	Línea de baja presión
Manguera con doble trenzado metálico	Alta	Hasta 10000psi	
Manguera con envoltura en espiral	Alta	5000psi	Mejor comportamiento a la fatiga por flexión o presión pulsatoria

Tabla N° 2. 7: Presión de trabajo de diferentes tuberías flexibles. (Moina et al. 2 007)

- Caída de presión por rugosidad en conductos

A partir de la ecuación de factor de rugosidad, se busca obtener la caída de presión por rugosidad en un fluido de régimen laminar:

$$f = \frac{64}{N_{Re}}$$

(Ec. 2. 44)

Donde:

- f : Factor de rugosidad (adimensional)
- N_{Re} : Número de Reynolds (adimensional)

$$h_L = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

(Ec. 2. 45)

Donde:

- h_L : Perdidas de presión por rugosidad (m)
- L : Longitud de la tubería (m)
- D : Diámetro de la tubería (m)

- v : Velocidad del fluido en la tubería (m/s)
- g : Gravedad (9.81m/s^2)

De tratarse de un fluido que trabaje bajo un régimen turbulento se puede optar por utilizar las ecuaciones de Karmann-Prandtl y Colebrook. También se puede utilizar la gráfica de Moddy que relaciona el factor de rugosidad con el número de Reynolds que se muestra en el anexo IV.

b. La bomba

La bomba es el elemento encargado de proporcionar la presión (generador de energía). Las bombas manuales son la forma más simple de bombeo y constan de un pistón de bombeo, una válvula de alivio y válvulas de retención de aspiración y descarga. Una bomba manual se acciona subiendo y bajando una manivela para bombear fluido desde el depósito a la conexión de salida de la bomba, en el caso de las bombas no manuales la manivela se sustituye por una fuerza motriz rotatoria que puede ser un motor eléctrico, de aire o de gasolina. (Atlantic International University, 2016)

Luego de agotar el cumplimiento de las especificaciones de la bomba respecto a: presión, capacidad, control, peso, fluido, ruido, mantenimiento y control; la elección resulta arbitraria o muchas veces se relaciona directamente con el costo de la misma.

- Bomba de engranajes

Entre los dientes de 2 engranajes acoplados es transportado el fluido, uno de los engranajes es accionado por un elemento motriz haciendo posible el giro del otro engranaje en sentido contrario. El espacio entre los dientes de los engranajes es llenado con el fluido hidráulico y con el giro transportado de la cámara de admisión a la cámara de impulsión provocando el caudal requerido.

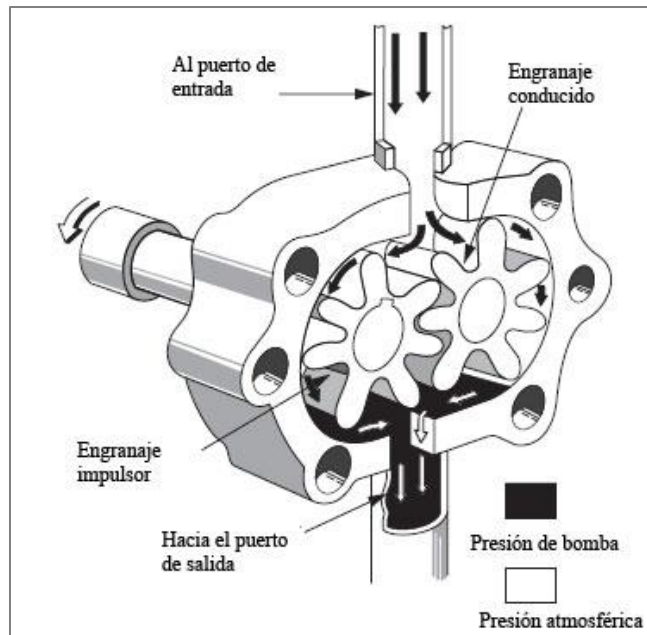


Figura N° 2. 47: Esquema de funcionamiento y partes básicas de una bomba de engranajes. (Sapiensman, 2 016)

- Bomba de paletas

Se compone de un carcasa con un anillo interno y un eje rotor descentrado respecto al centro de la carcasa, las paletas están pegadas a la superficie del anillo interno de la carcasa porque tienen unos muelles en su base que permiten su desplazamiento axial. El fluido ingresa a la bomba y llena el área de mayor volumen producida por el eje descentrado, al girar el rotor este volumen es desplazado por las paletas generándose el caudal requerido. (Vickers, 2 008)

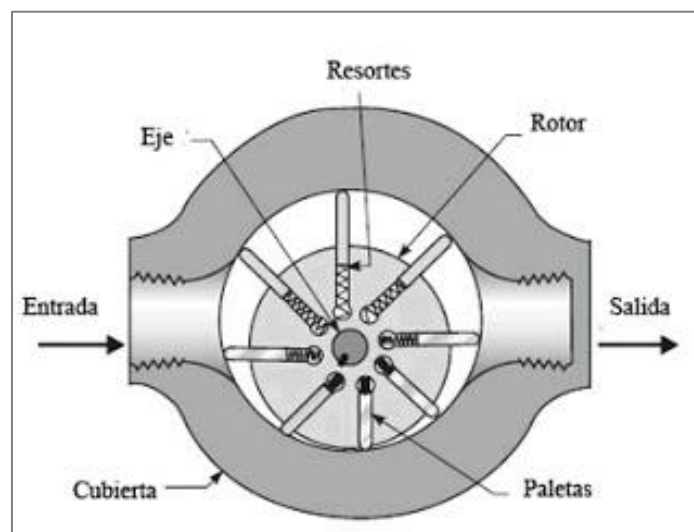


Figura N° 2. 48: Esquema de una bomba de paletas. (Industrial Automática, 2 011)

- Bomba de pistones

Existen pistones en línea, pistones axiales y pistones radiales. Las primeras permiten proporcionar al sistema un caudal fijo mientras que las axiales y radiales transmiten un caudal variable.

- Axiales: los pistones son paralelos entre si y también paralelos al eje.
- Radiales: los pistones son perpendiculares al eje, en forma de radios.
- Transversales: los pistones, perpendiculares al eje, son accionados por bielas

- Bomba de pistones axiales

En una bomba de pistones axiales, los pistones se encuentran distribuidos de forma paralela y alrededor del eje motriz pero contenidos en un barril, a un extremo del barril se sitúan los puertos (conducto de ingreso y salida del fluido) y al otro extremo las rótulas.

El plato deslizante se encuentra inclinado, cada pistón succiona durante media vuelta y descarga durante la otra media vuelta.

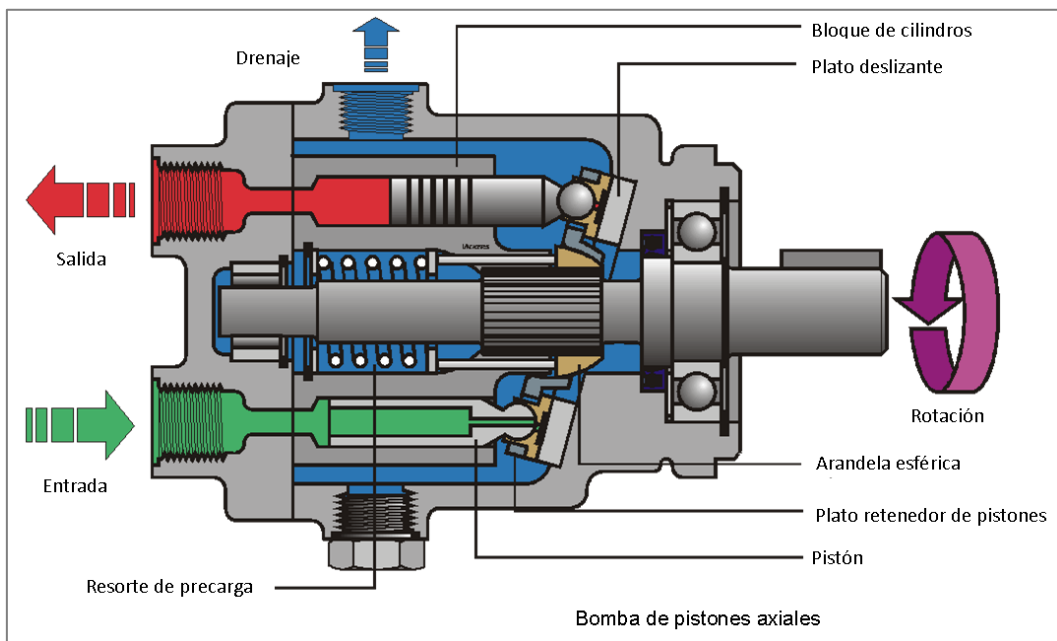


Figura N° 2. 49: Esquema de funcionamiento de una bomba de pistones axiales. (Hidraulicapractica, 2 016)

- Bomba de pistones radiales

En una bomba de pistones radiales, los pistones son perpendiculares al eje, sus presiones de servicio son superiores a 400 Bar.

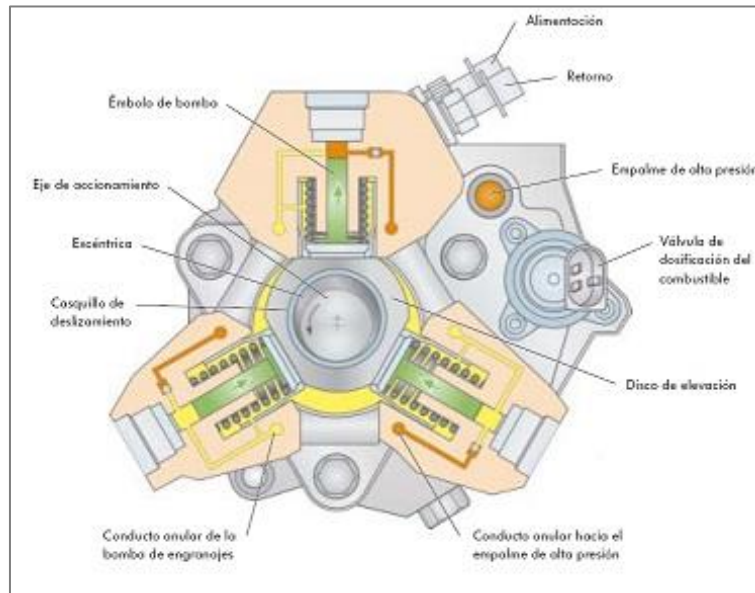


Figura N° 2. 50: Esquema de funcionamiento de una bomba de pistones radiales. (Tecnomovil, 2 016)

- Bomba de pistones transversales

En las bombas de émbolo el líquido admitido y desalojado de las cámaras por el movimiento de avance y retroceso del pistón, accionado por un mecanismo biela manivela o levas y excéntricas.

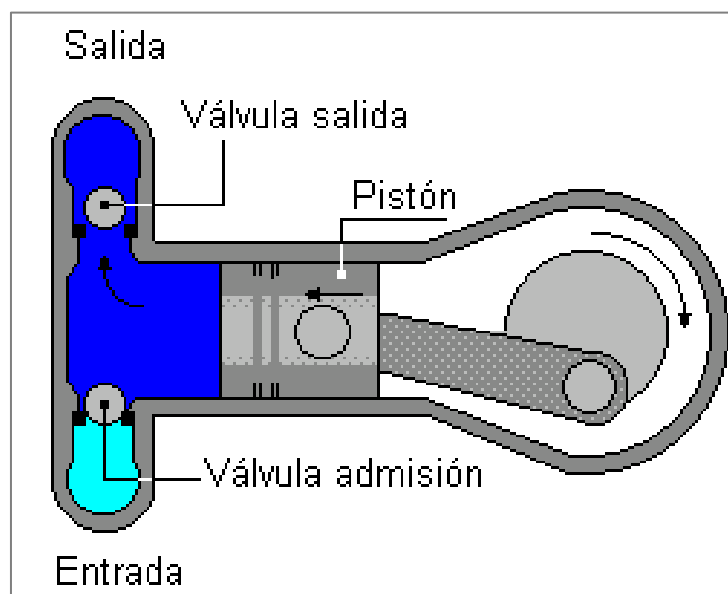


Figura N° 2. 51: Esquema de funcionamiento de una bomba de pistones transversales. (Chiluisa, 2 016)

Según la aplicación se puede sugerir el tipo de bomba a utilizar, en la siguiente tabla se muestran las sugerencias:

Aplicación	Tipo de bomba
Ligeras	Engranajes, paleta
Ligeras, caudal moderado	Engranajes, paletas
Medias, caudales moderados	Engranajes, paletas, de 2 etapas
Alimentación de máquinas herramientas	Engranajes Paletas , anulares, de pistón
Prensa de gran tonelaje	Paletas, varios pistones en línea , varios pistones radiales
Capacidades moderadas a altas	Pistón radial, pistón axial

Tabla N° 2. 8: Tipo de bomba y aplicación genérica. (Moina et al., 2007)

- Cálculo de potencia de la bomba hidráulica

Para determinar la potencia de la bomba de debe conocer la carga de trabajo que finalmente se expresará en términos de presión y el caudal requerido. La altura de trabajo o carga de trabajo de la bomba (H) se puede determinar por medio de la siguiente ecuación:

$$H_B = h_{f \text{ total}} + \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \right] - \left[\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 \right] \quad (\text{Ec. 2. 46})$$

Donde:

$h_{f \text{ total}}$: Carga perdida (m)

P_2 : Presión a la salida (Pa)

P_1 : Presión a la entrada (Pa)

v_2 : Velocidad a la salida (m/s)

v_1 : Velocidad a la entrada (m/s)

Z_2 : Altura de salida (m)

Z_1 : Altura de entrada (m)

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

ρ : Densidad del fluido (Kg/m^3)

H_B : Altura de trabajo o carga (m)

La carga es expresada en términos de presión a través de la siguiente ecuación:

$$P = H_B \rho g \quad (\text{Ec. 2. 47})$$

Donde:

P : Presión (Pa)

Finalmente la potencia de la bomba queda definida de la siguiente manera:

$$Pot = P Q \quad (\text{Ec. 2. 48})$$

Donde:

Pot : Potencia (W)

Q : Caudal (m^3/s)

c. El actuador

Son los elementos de un sistema hidráulico que transforman la energía del fluido en movimiento y en trabajo útil. Básicamente pueden ser: cilindros (movimiento lineal) y motores (movimiento rotativo), para el caso específico de una prensa hidráulica el actuador realizará un movimiento lineal por lo que el actuador a utilizar es un cilindro hidráulico.

El cilindro hidráulico es capaz de ejercer una fuerza sobre otros cuerpos y desplazarse de forma lineal, es el líquido hidráulico sometido a presión quien produce el movimiento.

Cuando el fluido hidráulico va ingresando al cilindro, hace que el pistón se mueva, toda resistencia al movimiento del pistón hará que aumente la presión del fluido mientras la bomba siga accionada.

La presión del fluido aumentará hasta que el pistón supere la resistencia o hasta que la presión del fluido alcance la máxima presión para la que fue diseñada y se active la válvula de alivio de presión para evitar la sobrecarga. (IDQ SA, 2016)

La velocidad de desplazamiento del pistón se denota con la siguiente ecuación:

$$Vel = \frac{C}{t}$$

(Ec. 2. 49)

Donde:

C: Carrera (mm)

t: Tiempo (s)

Vel: Velocidad (mm/s)

La velocidad obtenida permitirá evaluar el factor máximo de carga

Velocidad del pistón (mm/s)	Factor máximo de carga
8 a 100	70%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Tabla N° 2. 9: Factor máximo de carga vs Velocidad de pistón. (Elaboración propia, 2 017)

Entonces se puede aplicar la ecuación para conocer la presión requerida en el actuador:

$$P = \frac{F}{fr \times fc \times A}$$

(Ec. 2. 50)

Donde:

F : Carga real (N)

A : Área del émbolo (m^2)

fr : Factor por rozamiento

fc : Factor de carga

Otro dato necesario es el caudal requerido por el actuador que permitirá dimensionar la bomba y el tanque:

$$Q = Vel \times A$$

(Ec. 2. 51)

Donde:

Q : Caudal ($\frac{m^3}{s}$)

Vel : Velocidad ($\frac{m}{s}$)

A : Área (m^2)

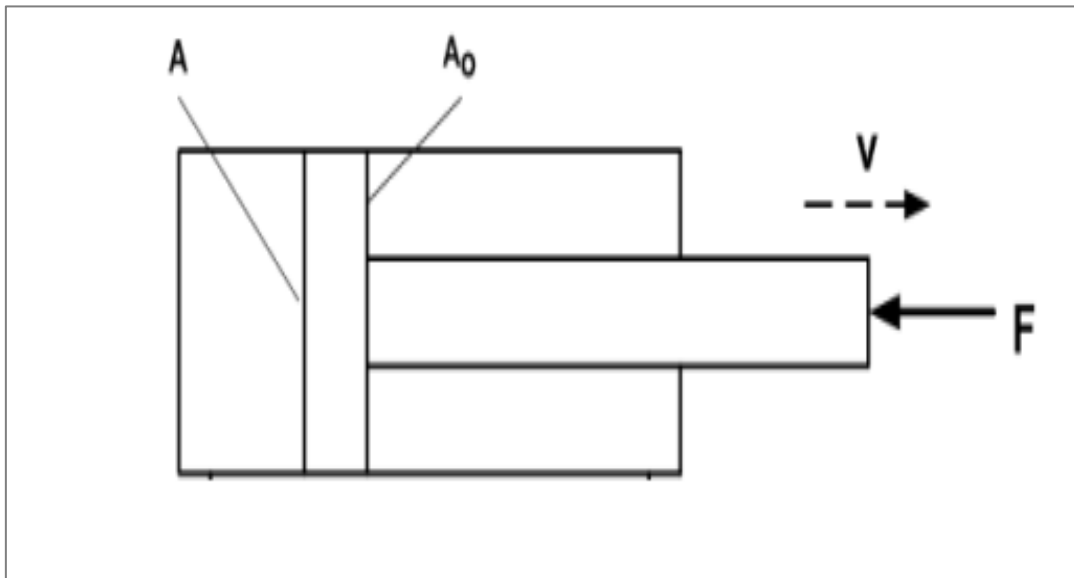


Figura N° 2. 52: Representación del actuador, F : fuerza aplicada, V : velocidad, Ao : área anular.

(Elaboración propia, 2 017)

Así como se tiene una presión de avance, se tiene una presión de retroceso, la diferencia de fuerza se da porqué el área sobre la cual se aplica la fuerza es distinta ($A_0 \neq A$). La presión en el retroceso mínimamente debe vencer a la ejercida en el otro sentido por lo que en equilibrio:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F_0}{A_0}$$

(Ec. 2. 52)

d. Juntas y sellos hidráulicos

Los sellos hidráulicos evitan las fugas en los distintos elementos del sistema hidráulico como en pistones, vástagos y bridas así como en sus juntas con ello se logra evitar la pérdida de presión en el sistema.

Existen dos tipos de sellos, estáticos y dinámicos. Los sellos estáticos y dinámicos son usados en distintas partes de un sistema hidráulico, mientras que un sello estático es utilizado en juntas de anillo del armazón del cilindro para evitar fugas en la tapa del depósito de aceite, los sellos dinámicos son usados en el pistón, el vástago y los ejes relativos de los cilindros giratorios es decir en elementos que están en movimiento.

El principal componente utilizado para la fabricación de sellos es el politetrafluoroetileno llamado comercialmente teflón o definido con las siglas PTFE mezclado con elastómeros como el poliuretano, el nitrilo, el etileno, el polietileno, entre otros. (Sohipren, 2 005)

e. Filtros

Los filtros permiten atrapar partículas que pueden afectar el funcionamiento del sistema hidráulico. El tamaño de los filtros depende del tamaño de partículas que pueden ser retenidas.

Es recomendable colocar un filtro en la línea de carga o de aspiración.

El sistema de clasificación de partículas contaminantes se reflejan en dos normas: NAS (National Aerospace Standard) 1638 e ISO 4406-1999. En los fluidos hidráulicos, la máxima contaminación es la Clase 8 de NAS 138 que equivale aproximadamente a la ISO 17/14.

Los códigos ISO de la norma ISO 4406:1999 refieren a la cantidad de partículas sobre 4 μm , 6 μm y 14 μm .

Código de rango	Partículas por 100 mL de fluido	
	Más de	Hasta e incluyendo
24	8 000 000	16 000 000
23	4 000 000	8 000 000
22	2 000 000	4 000 000
21	1 000 000	2 000 000
20	500 000	1 000 000
19	250 000	500 000
18	130 000	250 000
17	64 000	13 000
16	32 000	64 000
15	16 000	32 000
14	8 000	16 000
13	4 000	8 000
12	2 000	4 000
11	1 000	2 000
10	500	1 000
9	250	500
8	130	250
7	64	130
6	32	64

Tabla N° 2. 10: Códigos de limpieza ISO 4406:1999. (Widman, 2016)

Por ejemplo si un líquido tiene un código: 22/21/18, se tiene:

- Entre 2 000 000 y 4 000 000 partículas sobre 4 μm (por el 22 en primera posición)
- Entre 1 000 000 y 2 000 000 partículas sobre 6 μm (por el 21 en segunda posición)
- Entre 130 000 y 250 000 partículas sobre 14 μm (por el 18 en tercera posición)

Los valores más comunes para componentes hidráulicos son:

- Servo válvulas: 16/14/11
- Válvulas proporcionales: 17/15/12
- Motores y bombas de paletas y de pistón: 18/16/13
- Válvulas de control direccionales y de presión: 18/16/13
- Motores y bombas de engranajes: 19/17/14
- Cilindros y válvulas de control de caudal: 20/18/15
- Fluido de relleno nuevo: 20/18/15
- Cajas de cambios industriales: 17/15/12
- Cajas de cambios de automoción: 17/16/13
- Motores Diesel: 17/16/13

f. Tanque Hidráulico

El tanque o depósito hidráulico permite almacenar el fluido hidráulico, disipar el calor, separar aire de aceite, además un tanque hidráulico no debe dejar entrar partículas extrañas por lo que deben ser herméticos.

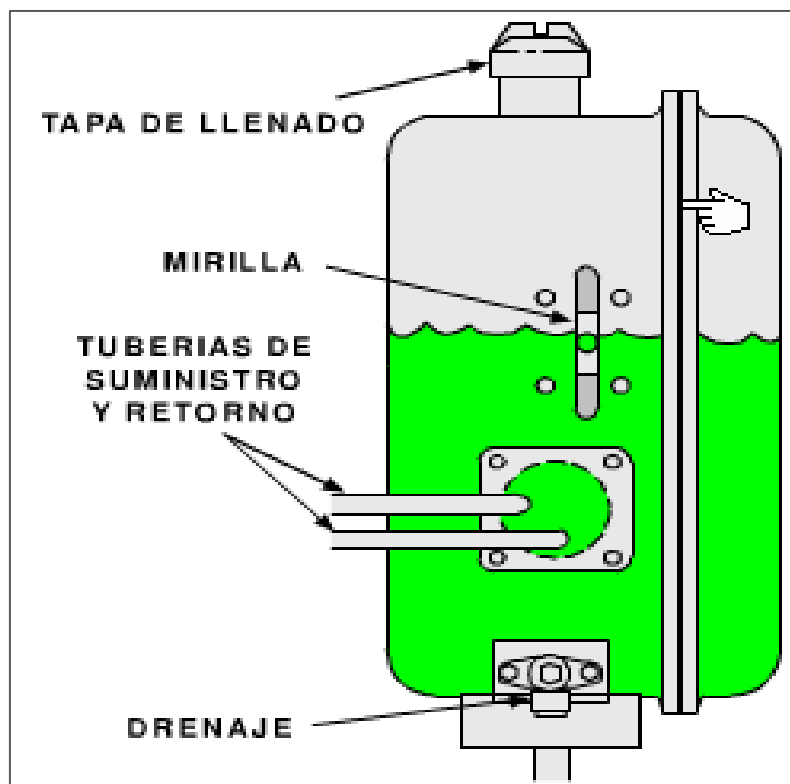


Figura N° 2. 53: Partes de tanque hidráulico. (Robles, 2 017)

Un tanque en general tiene una tapa de llenado, como se observa en la figura anterior que permite el ingreso del aceite; también posee una mirilla que permite observar el nivel de aceite; además posee un drenaje para la extracción de aceite en el cambio de aceite, tuberías de suministro y retorno para que al aceite fluya por el sistema (ingreso y salida del mismo).

El tanque puede o no estar presurizado, si el tanque está presurizado, la presión atmosférica no afecta la presión en su interior.

El tanque presurizado puede tener algunos elementos adicionales:

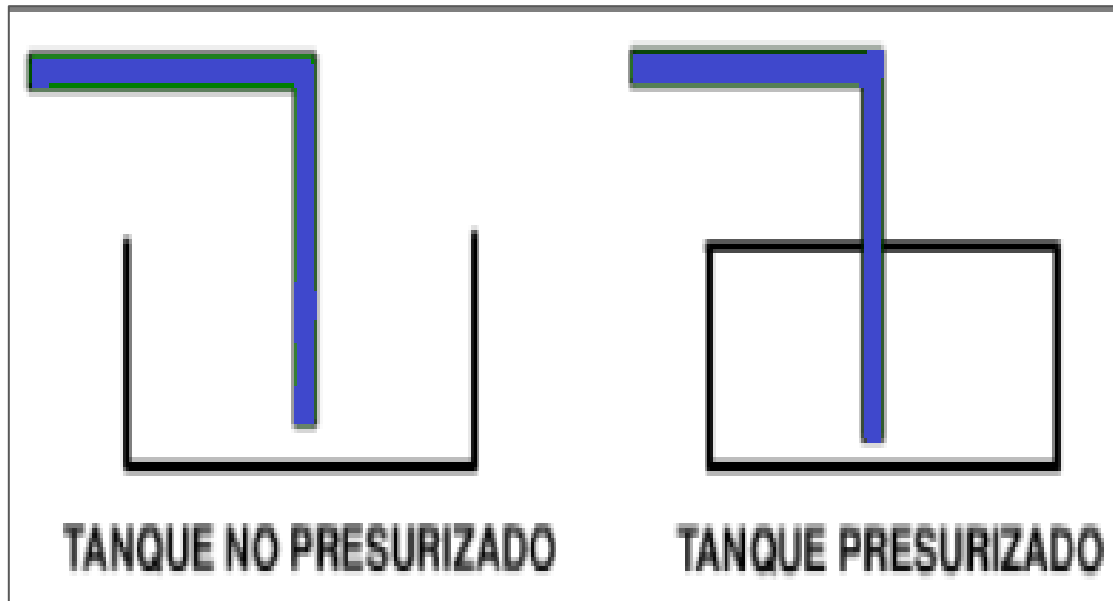
- **Válvula de alivio.-** Cuando el aceite va fluyendo por el sistema, absorbe calor y se expande. Se sabe que el tanque al no estar lleno de fluido hidráulico contiene parcialmente aire. Al expandirse el fluido hidráulico obliga al aire a comprimirse. Dicha presión hace que el fluido hidráulico fluya nuevamente al sistema.

La válvula de alivio evita el vacío al abrirse y limita la presión máxima del tanque permitiendo que entre aire al tanque cuando la presión del tanque cae. Cuando la presión del tanque alcanza el ajuste de presión de la válvula de alivio de vacío, la válvula se abre y descarga el aire atrapado a la atmósfera.

- **Rejilla.-** Colocar una rejilla dentro del tanque evita que contaminantes grandes reingresen al sistema.

El tanque no presurizado debe tener:

- **Respiradero.-** En un tanque no presurizado, la presión atmosférica obliga al fluido hidráulico a ir del tanque al sistema. El respiradero es un elemento que no posee un tanque presurizado y permite el ingreso y salida del aire. El respiradero debe tener una rejilla que impida a las partículas extrañas entrar al tanque.



*Figura N° 2. 54: Símbolos para representar un tanque presurizado y uno no presurizado
(elaboración propia, 2 017)*

g. Tuberías hidráulicas

Las tuberías hidráulicas forman las líneas de conducción y pueden ser tubos o mangueras flexibles.

Los tubos que se usaron inicialmente para los sistemas hidráulicos fueron los tubos de hierro y acero llamados tubos de gas (tubos con soldadura o costura) pero presentaban fugas, posteriormente se reemplazaron por tubos sin costura llamados milimétricos. Dichos tubos milimétricos se especifican por el diámetro exterior, por ejemplo: 0.16 cm (1/16") o 25.4mm (1").

Sea en los tubos de gas o tubos milimétricos el espesor de las paredes determinará la capacidad de soportar la presión.

Las mangueras flexibles son utilizadas en casos en que podría estar presente la vibración o flexiones, la norma que rige su constitución, dimensiones, presión y uso es SAE J517. (Sohipren, 2 005)

h. Válvulas

La función de las válvulas es controlar y regular presiones y caudales, según la naturaleza de la válvula.

El manual de Sohipren (2 005) clasifica a las válvulas en 3 grupos:

- Válvulas reguladoras de presión
- Válvulas direccionales
- Válvulas reguladoras de caudal

Como se muestra en el esquema:

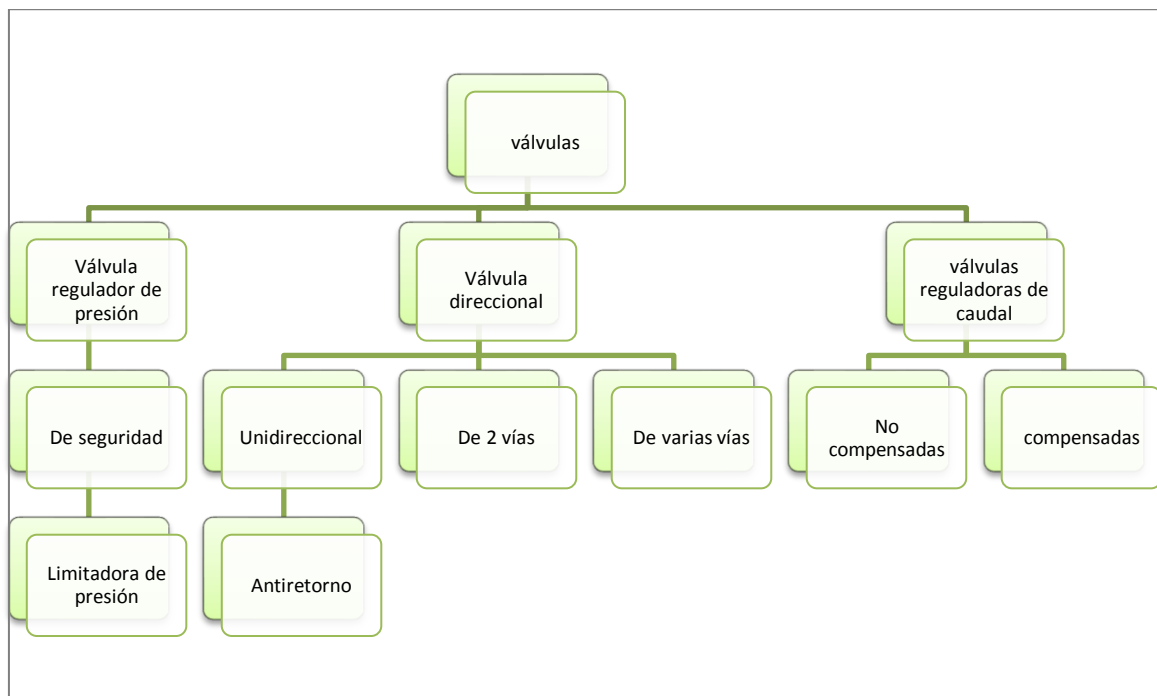


Figura N° 2. 55: Clasificación de válvulas. (Sohipren, 2 005)

Las válvulas reguladoras de presión suelen funcionar en base a un pistón sensible a la presión, en el caso específico de una válvula de seguridad esta se mantiene cerrada a menos que el sistema exceda cierta presión que podría afectar a los componentes del sistema.

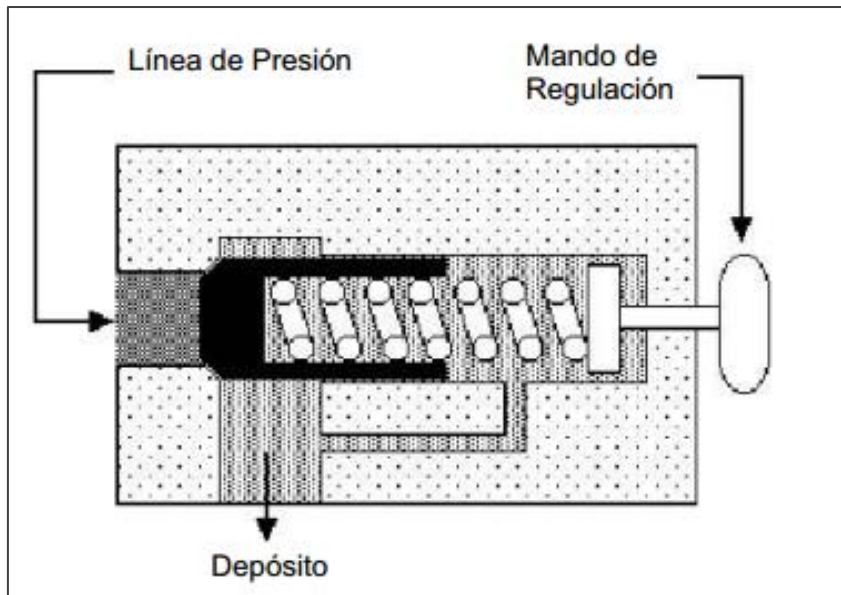


Figura N° 2. 56: Válvula de seguridad cerrada. (Sohipren, 2 005)

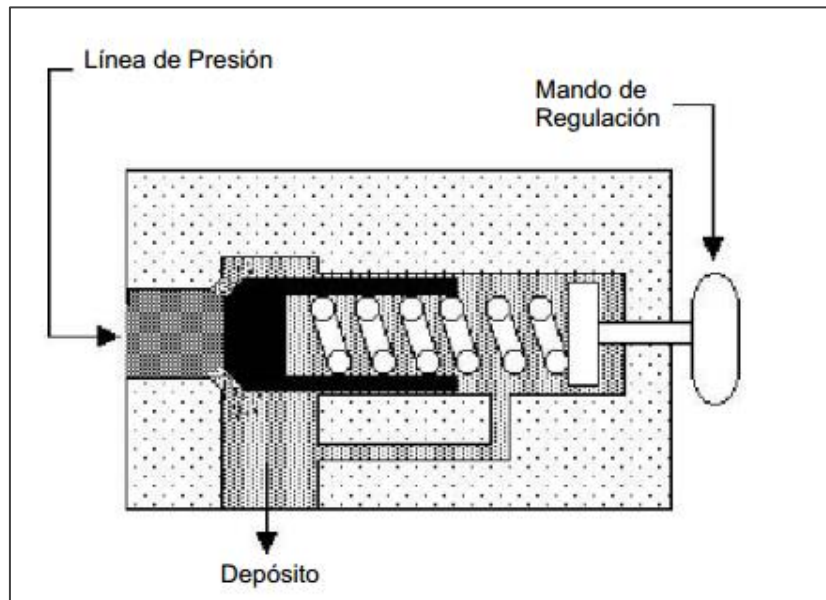


Figura N° 2. 57: Válvula de seguridad abierta (Sohipren, 2 005)

Las válvulas direccionales permiten establecer la ruta del fluido estableciendo la dirección del fluido, las válvulas unidireccionales antiretorno hacen posible que el fluido pueda desplazarse solo en una dirección, mientras que las de dos o más vías permiten la distribución del fluido en diferentes líneas.

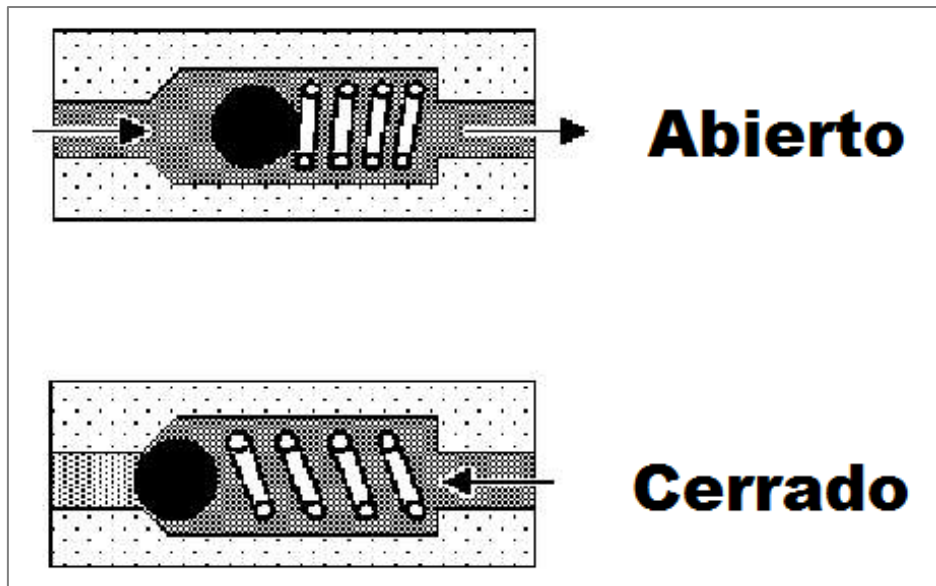


Figura N° 2. 58: Válvula anti-retorno abierta y cerrada (Sohipren,2 005)

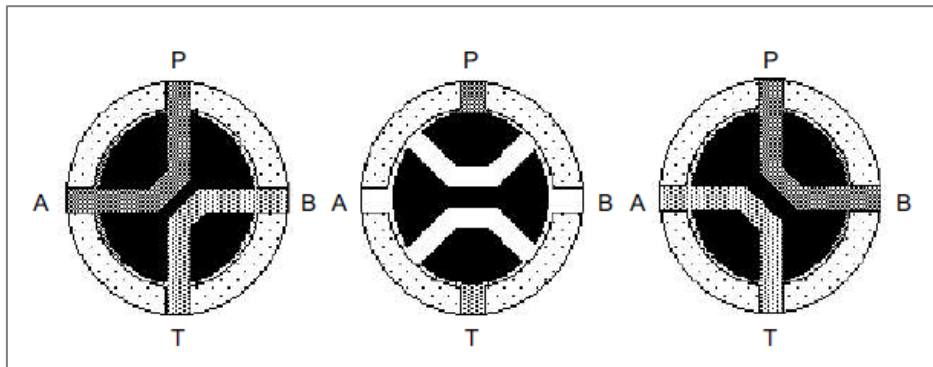


Figura N° 2. 59: Válvula direccional cuatro vías tres posiciones (Sohipren,2 005)

Las válvulas reguladoras de caudal permiten delimitar la cantidad de fluido por unidad de tiempo esto se consigue reduciendo la sección de paso. Existen básicamente 2 tipos de estas válvulas, las compensadas y las no compensadas.

Una válvula no compensada consiste en colocar un cono en el paso del fluido, conforme el cono se separe más o menos de su asiento se regulará la cantidad de fluido. Las válvulas compensadas mantienen el caudal sin importar el cambio de presión a diferencia de las válvulas limitadoras no compensadas, cuyo flujo puede variar al verse incrementada la presión. (Sohipren, 2 005)



Figura N° 2. 60: Válvula reguladora de caudal compensada (Sohipren,2 005)

2.5. Software para Análisis Estructural RISA 2D Educational.

RISA Technologies una empresa estadounidense la cual ha desarrollado programas de cálculo estructural basados en métodos de elementos finitos desde el año 1987, sus productos vienen siendo aplicados en muchos países y en diferentes áreas de la ingeniería tales como el diseño de rascacielos, estadios, industrias, puentes, montañas rusas, sistemas reticulados, torres, pórticos y demás.

Algunos de los programas desarrollados por esta compañía son RisaFloor, RisaFoundation y RisaConnection los cuales están dentro del paquete Risa 3D, paralelamente a estos programas RISA Technologies Inc. ha desarrollado el programa Risa 2D Educational, una versión estudiantil del programa para cálculos en dos dimensiones, con resultados confiables basados también en el método de elementos finitos. (Risa 2D, 2 016)

Para los propósitos de la presente tesis se ha considerado usar el programa Risa 2D Educational para calcular los desplazamientos y rotaciones en los nodos del marco y los momentos y fuerzas cortantes en los elementos del mismo.

La figura N°2.61 detalla el funcionamiento lógico del software Risa 2D Educational. Se observa que el software requerirá datos de entrada para que realice el proceso de cálculo dando como resultado los datos de salida.

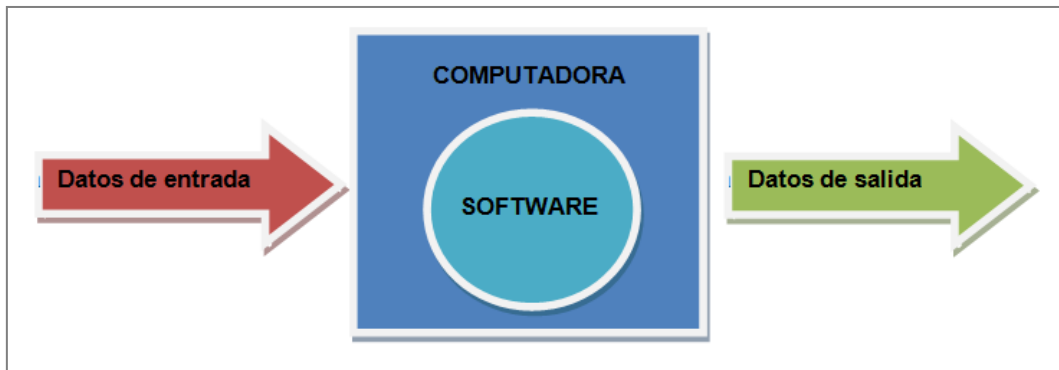


Figura N° 2. 61: Procesamiento lógico del software Risa 2D Educational

Los datos de entrada que el software requiere son los siguientes:

- Unidades de medida.
- Ubicación de los miembros y características (Modulo de Young, Área, Longitud y Momento de inercia) de cada uno de ellos.
- Ubicación y restricción de los apoyos.
- Ubicación de las fuerzas y momentos flectores actuantes.

Los datos de salida son:

- Fuerzas axiales (reporte y diagrama).
- Fuerzas cortantes (reporte y diagrama).
- Momentos flectores (reporte y diagrama).
- Desplazamientos (reporte y diagrama).

CAPÍTULO 3:

METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN

3.1. Metodología de Solución

3.1.1. Tipo de Investigación

El tipo de investigación desarrollada es aplicada, ya que se utilizan conceptos, teorías y métodos de análisis derivados de la física, mecánica estructural e hidráulica para desarrollar un proceso ordenado de definición del diseño de una prensa hidráulica de 40 TM de capacidad, utilizada en diversos procesos industriales.

3.1.2. Nivel de Investigación

El nivel de la investigación es descriptiva simple pues detalla las características de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad.

3.1.3. Diseño de la Investigación

El diseño de la investigación es no experimental - transversal pues no se controlan las variables y utiliza el método de análisis deductivo para definir el diseño de la prensa hidráulica mediante un proceso ordenado y sistematizado que a su vez se puede utilizar como una referencia en el diseño de otras prensas hidráulicas.

3.2. Población y Muestra

En esta investigación se analiza un caso específico, entonces la población es unitaria (prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad), realizando el análisis en función de la población no en base a una muestra.

3.3. Variables

Independiente:

- Capacidad

Dependiente general:

- Diseño de la prensa hidráulica.

Dependientes específicas:

- Elementos de la prensa.
- Características estructurales.
- Características del sistema hidráulico.

3.4. Hipótesis

Al tratarse de una investigación descriptiva la hipótesis no relaciona dos variables sino que plantea una afirmación.

3.4.1. Hipótesis General

La carga de 40 toneladas requerida para realizar procesos de deformación plástica determina el diseño de una prensa hidráulica.

3.4.2. Hipótesis Específicas

- La carga de 40 toneladas requerida para realizar procesos de deformación plástica determina cuales son los elementos que formarán parte de una prensa hidráulica versátil.
- La carga de 40 toneladas requerida para realizar procesos de deformación plástica, determina las características estructurales de una prensa hidráulica.
- La carga de 40 toneladas requerida para realizar procesos de deformación plástica, determina las características del sistema hidráulico de una prensa hidráulica.

3.5. Indicadores

Los indicadores de la variable independiente:

- Fuerza aplicada.

Los indicadores de la variable dependiente:

- Área de la sección transversal de las vigas y columnas

- Momento flector.
- Módulo de sección de las vigas y columnas.
- Esfuerzos que soportan la viga y las columnas.
- Caudal del fluido hidráulico.
- Potencia de bomba.

3.6. Matriz de Consistencia

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	METODOLOGÍA
<p>General: ¿Cómo es el diseño de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica?</p> <p>Específicos:</p> <ul style="list-style-type: none"> • ¿Cuáles son los elementos que formarán parte de una prensa hidráulica versátil de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica? • ¿Cuáles son las características estructurales de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica? • ¿Cuáles son las características del sistema hidráulico de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica? 	<p>General: Diseñar una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica.</p> <p>Específicos:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Identificar los elementos que formarán parte de una prensa hidráulica versátil de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica. • Determinar las características estructurales de una prensa hidráulica de 40 toneladas para procesos de deformación plástica. • Determinar las características del sistema hidráulico para una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica. 	<p>General: La carga de 40 toneladas requerida para realizar procesos de deformación plástica determina el diseño de la prensa hidráulica.</p> <p>Hipótesis Específicas</p> <ul style="list-style-type: none"> • La carga de 40 toneladas requerida para realizar procesos de deformación plástica determina cuales son los elementos que formarán parte de una prensa hidráulica versátil. • La carga de 40 toneladas requerida para realizar procesos de deformación plástica, determina las características estructurales de una prensa hidráulica. • La carga de 40 toneladas requerida para realizar procesos de deformación plástica, determina las características del sistema hidráulico de una prensa hidráulica. 	<p>Dependiente: general:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Diseño de una prensa hidráulica. <p>específicas:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Elementos de la prensa. • Características estructurales. • Características del sistema hidráulico. <p>Independiente: Capacidad</p>	<p>Nivel de la investigación: Descriptiva simple</p> <p>Tipo de investigación: Aplicada Cuantitativa</p> <p>Diseño de la investigación: No experimental</p> <p>Técnica de recolección de datos:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Entrevista • Análisis de documentos.

Tabla N° 3. 1: Matriz de consistencia. (Elaboración propia, 2 017)

3.7. Operaciones de Variables

El modelo se ha dividido en 2 grandes secciones de análisis: **Estructural y Oleohidráulico**, en los esquemas que se muestran a continuación:

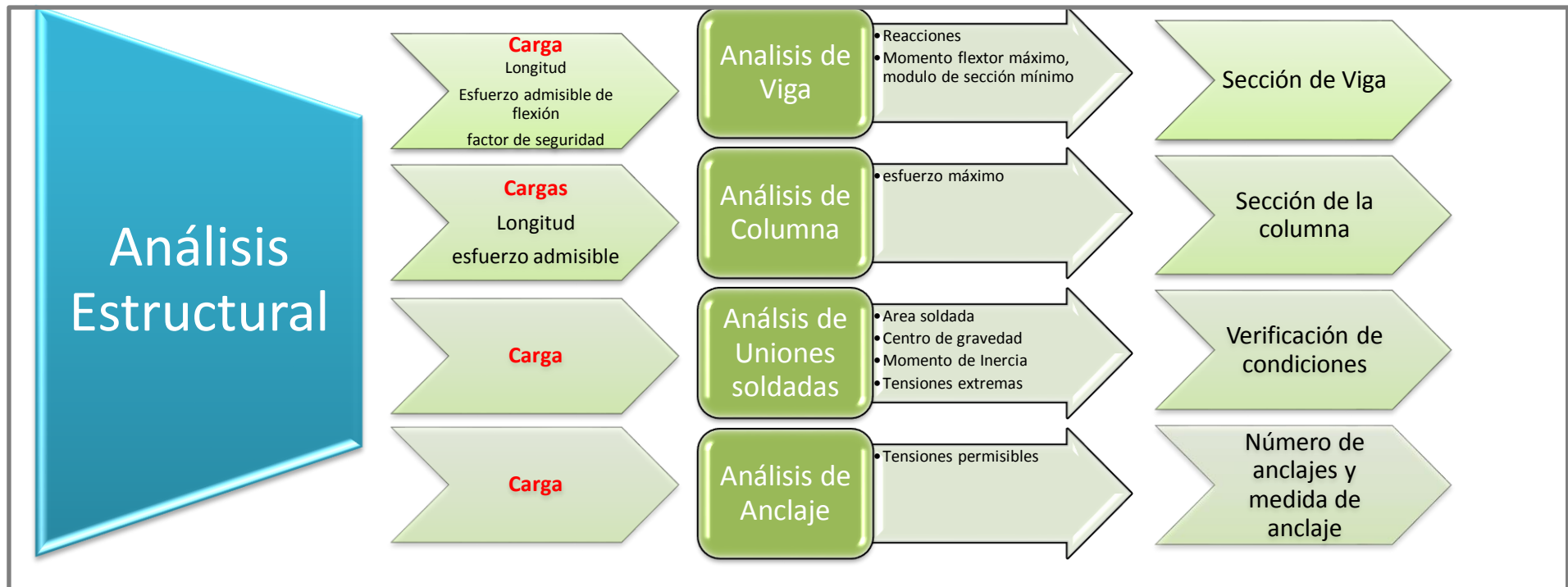


Tabla N° 3. 2: Esquema del modelo matemático para el análisis estructural. (Elaboración propia, 2 017)

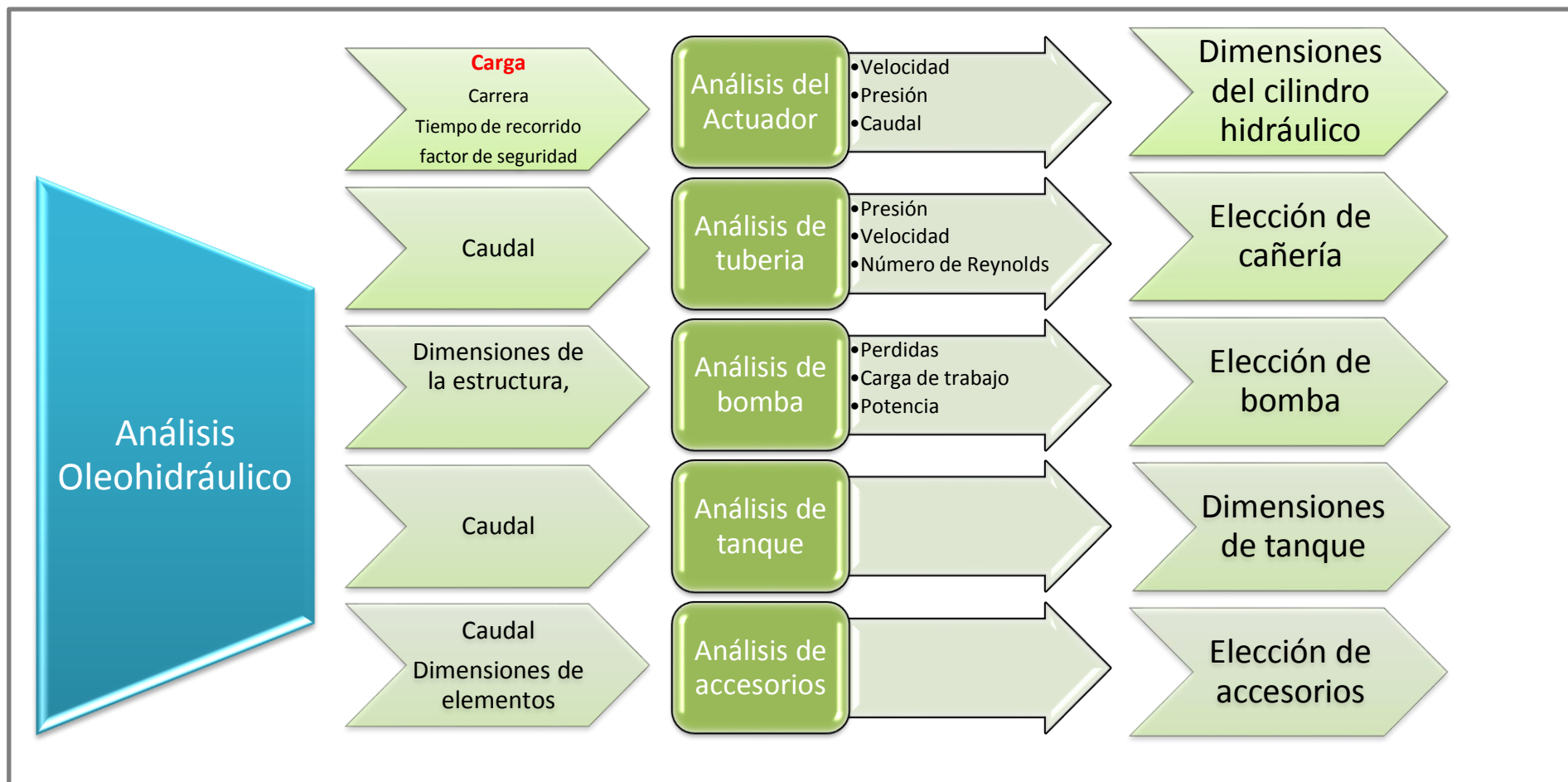


Tabla N° 3. 3: Esquema del modelo matemático para el análisis oleohidráulico (Elaboración propia, 2 017)

3.8. Identificación de Parámetros Preliminares

a. Capacidad

En el mercado existen prensas de distintas capacidades razón por la cual ha sido necesario delimitar el estudio, como se explica en el capítulo 1.

Desde el planteamiento del problema y la definición de objetivos se ha indicado que la capacidad de la prensa será de 40 toneladas y en base a ello, se definirán cada una de sus partes.

b. Factor de seguridad

Se define al factor de seguridad como un número adimensional resultado de dividir la resistencia real entre la resistencia requerida.

Naturalmente el valor numérico del factor de seguridad debe ser mayor a uno para asegurar que la resistencia de los diversos elementos que conforman la estructura es mayor a la requerida.

Tipo o clase de carga	Aceros, metales dúctiles		Hierro fundido, metales frágiles	Madera de Construcción
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima**	
Carga muerta o carga variable bajo análisis por fatiga	3-4	1.5-2	5-6	7
Las siguientes recomendaciones NO se deben adoptar si se hace análisis por fatiga				
Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7-8	10
Repetida invertida gradual (choque medio)	8	4	10-12	15
Choque fuerte	10-15	5-7	15-20	20

Tabla N° 3. 4: Factores de seguridad - Valores mínimos recomendados (Faires, 2 016)

* Resistencia máxima se refiere a S_u , S_{uc} o S_{us} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

** Resistencia de fluencia se refiere a S_y , S_{yc} o S_{ys} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

Se tiene los factores de seguridad para realizar el cálculo basado en la resistencia máxima y en la resistencia de fluencia (cedencia). Esta última se usará en los cálculos.

Otro factor importante para determinar el factor de seguridad es el tipo de carga, en este caso la carga se aplicará repetida y en una sola dirección por lo que se usará el factor de seguridad de 3 para los cálculos.

c. Carrera

La carrera requerida dependerá del tipo de operación a realizar y está determinada por la distancia entre el punto muerto superior y el punto muerto inferior.

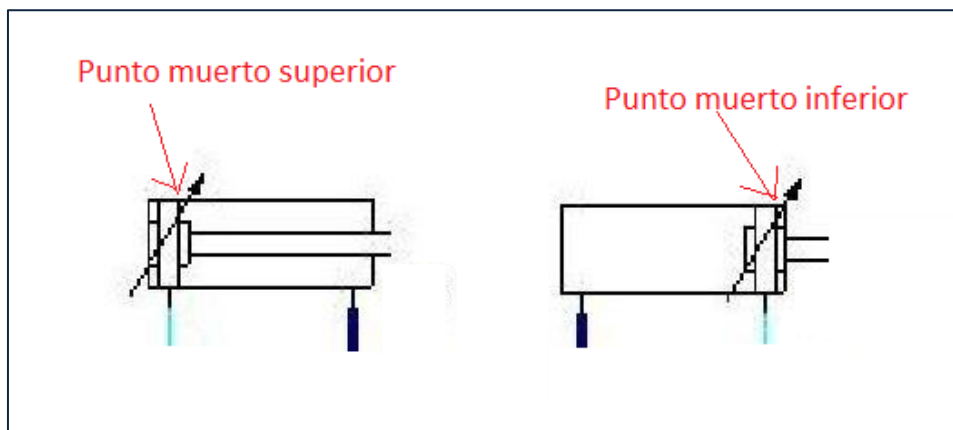


Figura Nº 3. 1: Indicación del punto muerto superior e inferior de un actuador hidráulico. (Elaboración propia, 2 017)

Este diseño no hace referencia a una operación específica, para el dimensionamiento pero como la carrera es un dato requerido, se le asignará:
500mm <=> 0,5 m

d. Tiempo de Operación

El tiempo de operación es también una característica que debe ser definida a priori, es decir, antes del dimensionamiento; pues este factor influenciará en la velocidad de producción (capacidad de producción en un tiempo dado), en el

factor de carga aplicado al actuador, y en el caudal de fluido requerido para el funcionamiento de la prensa.

Se considera que el pistón recorre toda su carrera en 30 segundos.

CAPÍTULO 4:
DIMENSIONAMIENTO

4.1. Dimensionamiento Estructural

4.1.1. Dimensionamiento y Elección de Viga

Por lo general, las vigas son elementos rectos horizontales que se usan principalmente para soportar cargas verticales. Con frecuencia se clasifican según la forma en que están apoyadas.

En una viga empotrada se tienen las reacciones en los extremos como se muestra en la Figura N°4.1 y el momento flector máximo se calcula según la ecuación: N° 2.32:

$$M_{max} = \frac{P \times l}{8}$$

Donde:

- P : Fuerza a la que será sometida la viga (N)
- l : Longitud de la viga (m)
- M_{max} : Momento flector máximo (N x m)

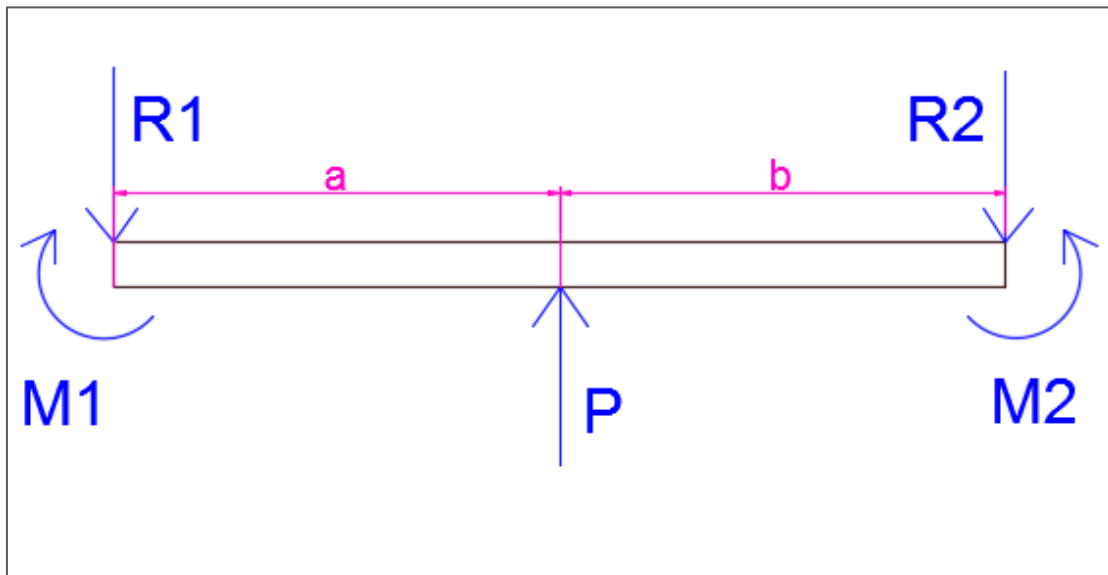


Figura N° 4. 1: Diagrama de cuerpo libre de la viga empotrada en ambos extremos
(Elaboración propia, 2 017)

Reemplazando los valores para las variables:

- $P=40\text{ton} \leftrightarrow 392\,400\text{N}$
- $l = 1,50\text{ m}$

En la ecuación:

$$M_{max} = \frac{392\,400\text{N} \times 1,50\text{m}}{8}$$

$$M_{max} = 73\,575,00\text{N m} < > 73,575\text{ KN m}$$

Se tienen las reacciones en los apoyos se definen con las siguientes ecuaciones:

$$M1 = -\frac{Pab^2}{l^2}$$

(Ec. 4. 1)

$$M2 = -\frac{Pba^2}{l^2}$$

(Ec. 4. 2)

$$R1 = -P\frac{b^2}{l^2}\left(3 - 2\frac{b}{l}\right)$$

(Ec. 4. 3)

$$R2 = -P\frac{a^2}{l^2}\left(3 - 2\frac{a}{l}\right)$$

(Ec. 4. 4)

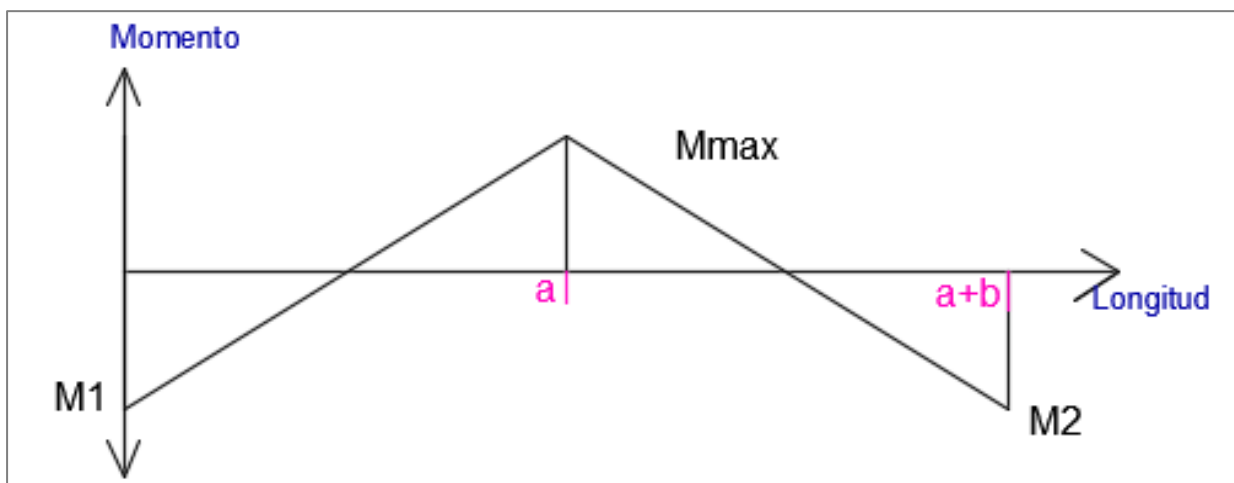


Figura N° 4. 2: Diagrama de momento flector (Elaboración propia, 2 016)

Donde:

- **a**: Es la distancia entre el extremo 1 de la viga y el punto donde se aplica la carga (m).
- **b**: Es la distancia entre el extremo 2 de la viga y el punto donde se aplica la carga (m).
- **l**: Longitud l de la viga (m).

Reemplazando los siguientes valores de "a" y "b" en las ecuaciones (4.1), (4.2), (4.3) y (4.4) :

- $a = 0,75m$
- $b = 0,75m$

$$M1 = -\frac{392\,400N(0,75m)(0,75m)^2}{(1,50m)^2}$$

$$M1 = -73\,575,00Nm \leftrightarrow -73,575\,KNm$$

$$M2 = -\frac{392\,400N(0,75m)(0,75m)^2}{(1,50m)^2}$$

$$M2 = -73\,575,00Nm \leftrightarrow -73,575\,KNm$$

$$R1 = -392\,400N \frac{(0,75m)^2}{(1,50m)^2} \left(3 - 2 \frac{0,75}{1,50}\right)$$

$$R1 = -196\,200,00\,N \leftrightarrow 196,20\,KN$$

$$R2 = -392\,400N \frac{(0,75m)^2}{(1,50m)^2} \left(3 - 2 \frac{0,75}{1,50}\right)$$

$$R2 = -196\,200,00\,N \leftrightarrow 196,20\,KN$$

La interpretación gráfica se realiza mediante un diagrama de momento flector:

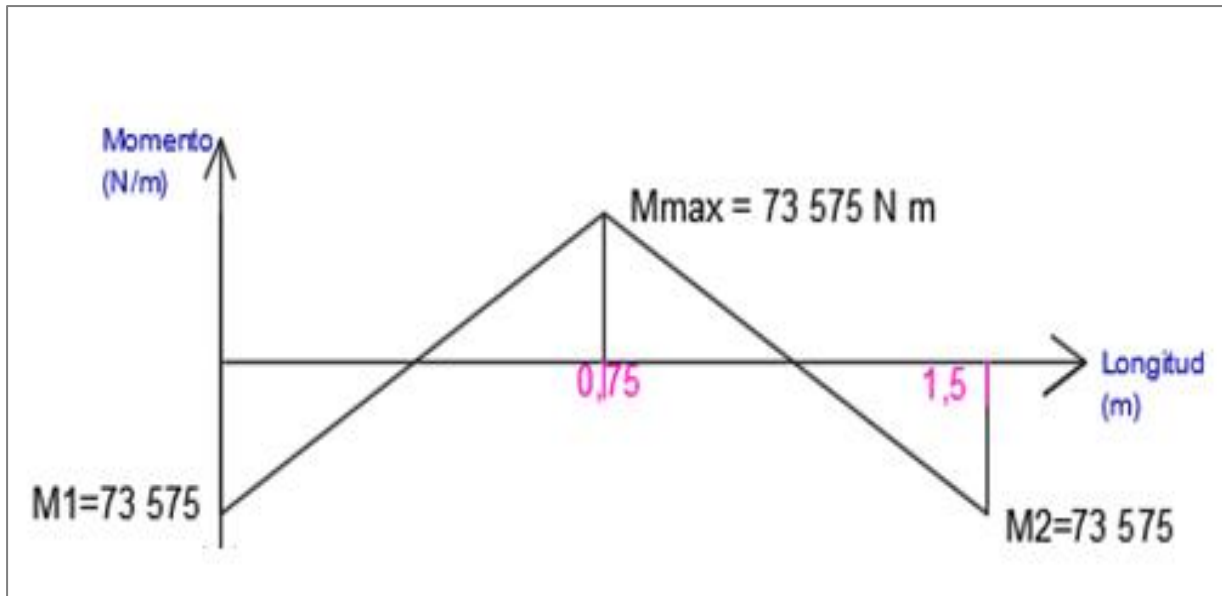


Figura N° 4. 3: Diagrama de momento flector (Elaboración propia, 2 016)

En la Figura N° 4.3 se observa que el momento flector máximo es:

$$M \text{ máx.} = 73\,575 \text{ Nm} \leftrightarrow 73,575 \text{ KNm}$$

Aplicando el factor de seguridad:

$$FS = \frac{Fb \text{ real}}{Fb \text{ permisible}}$$

$$Fb \text{ permisible} = \frac{Fb \text{ real}}{FS}$$

(Ec. 4. 5)

Donde:

- FS : Factor de seguridad
- $Fb \text{ permisible}$: Esfuerzo permisible de flexión (Pa)
- $Fb \text{ real}$: Esfuerzo real de flexión del material (Pa)

Respecto al esfuerzo de flexión:

$$Fb_{real} = 0,66 \sigma_{A36}$$

Donde:

- σ_{A36} : Resistencia a la tensión (cedencia) (Pa)

Módulo de sección:

$$S_{min} = \frac{M_{max}}{Fb_{admisible}}$$

(Ec. 4. 6)

Donde:

- S_{min} : Módulo de la sección mínimo (m^{-3})
- M_{max} : Momento máximo en la viga (N x m)

Entonces para el cálculo del esfuerzo permisible para viga empotrada en ambos extremos se tiene:

- $M_{max} = 73\,575\,Nm \leftrightarrow 73,575\,KNm$
- $FS = 3$ (dato de tabla N° 3.4)

$$Fb_{real} = 0,66 \sigma_{A36} = 0,66 (250,00\,MPa) = 165,00\,MPa$$

$$Fb_{permissible} = \frac{165,00\,MPa}{3}$$

$$Fb_{permissible} = 55,00\,MPa \leftrightarrow 55\,000,00\,KN/m^2$$

Reemplazando en la ecuación N° 4.3:

$$S_{min} = \frac{M_{max'}}{Fb_{permissible}}$$

$$S_{min} = \frac{73,575\,KNm}{55\,000,00\,KN/m^2}$$

$$S_{min} = 1,338 \times 10^{-3} m^3 <> 1\,338 \times 10^3 mm^3$$

Con el módulo de sección en las tablas de propiedades de perfiles laminados de acero para el sistema internacional se desarrolla un modelo que se adapte a la construcción.

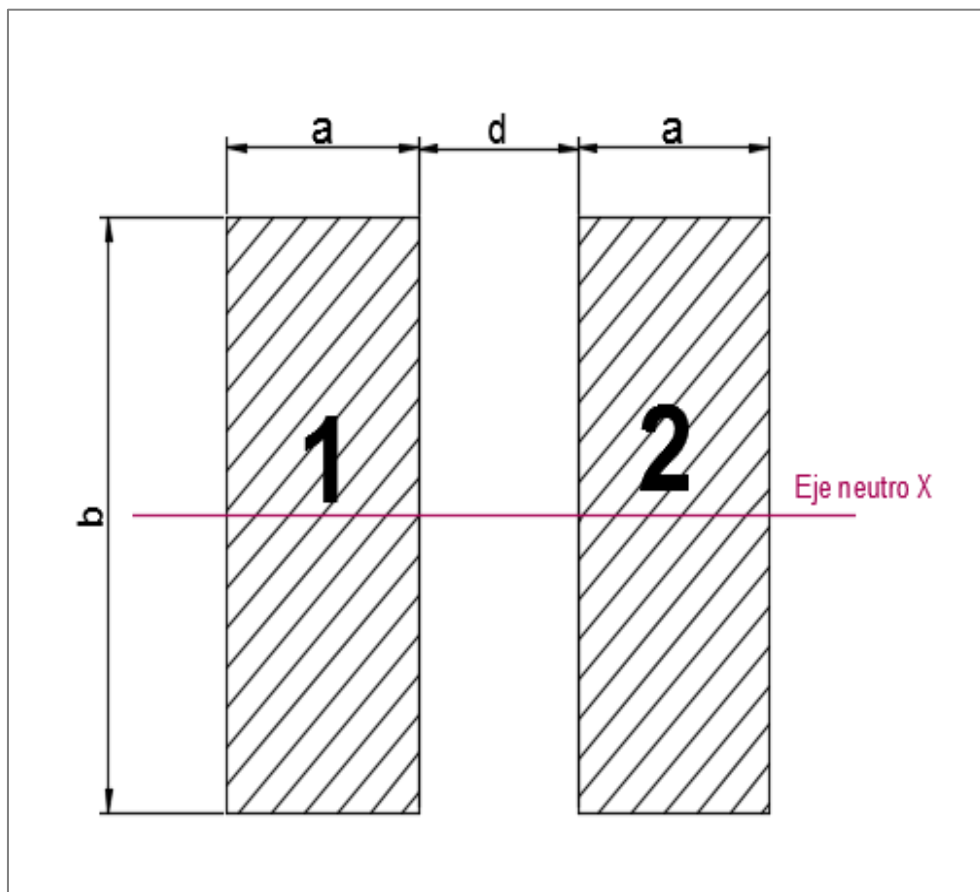


Figura N° 4. 4: Sección transversal de viga propuesta. (Elaboración propia, 2 017)

Se establece esta conformación (sección constituida por dos planchas de acero ASTM A36/A36M – 14) para facilitar el empernado con las vigas.

El momento de inercia de cada sección está dado por:

$$I_{1x} = \frac{a(b)^3}{12}$$

(Ec. 4. 7)

$$I_{2x} = \frac{a(b)^3}{12}$$

$$I_{total} = I1_x + I2_x$$

$$I_{total} = \frac{a(b)^3}{6}$$

(Ec. 4. 8)

El módulo de la sección está dado por:

$$S = \frac{I_{total}}{b/2}$$

$$S = \frac{\frac{a(b)^3}{6}}{b/2}$$

$$S = \frac{a(b)^2}{3}$$

(Ec. 4. 9)

El módulo de sección mínimo es: $1\,338 \times 10^3 mm^3$

$$S \geq 1\,338 \times 10^3 mm^3$$

$$\frac{a(b)^2}{3} \geq 1\,338 \times 10^3 mm^3$$

El valor de a correspondería al espesor de la plancha, por lo que se toma en cuenta la disponible en el mercado.

En el mercado dispone de planchas ASTM A36/A36M – 14 de diferentes espesores como se muestra en la tabla N° 4.1.

Sistema métrico			Sistema Ingles (referencial)		
Espesor (mm)	Ancho (mm)	Largo(mm)	Espesor	Ancho (pie)	Largo (pie)
5,9	1 200	2 400	1/4"	4	8
6,0	1 200	2 400	1/4"	4	8
6,4	1 200	2 400	1/4"	4	8
7,9	1 200	2 400	5/16"	4	8
8,0	1 200	2 400	5/16"	4	8
9,0	1 200	2 400	3/8"	4	8
9,5	1 200	2 400	3/8"	4	8
12,0	1 200	2 400	1/2"	4	8
12,5	1 200	2 400	1/2"	4	8
12,7	1 200	2 400	1/2"	4	8
16,0	1 200	2 400	5/8"	4	8
19,0	1 200	2 400	3/4"	4	8
22,0	1 200	2 400	7/8"	4	8
25,0	1 200	2 400	1"	4	8
32,0	1 200	2 400	1 1/4"	4	8
38,0	1 200	2 400	1 1/2"	4	8
50,0	1 200	2 400	2"	4	8
67,0	1 200	2 400	2 1/2"	4	8
75,0	1 200	2 400	3"	4	8
100,0	1 200	2 400	4"	4	8

Tabla N° 4. 1: Características de planchas estructurales disponibles en el mercado. (Tubisa SAC, 2 016)

De acuerdo al espesor de la plancha s ASTM A36/A36M – 14 elegido se dispone distintas opciones que se detallan a continuación:

Si a= 38,0 mm

$$\frac{38mm(b)^2}{3} \geq 1\,338 \times 10^3 mm^3$$

$$b \geq 325 \text{ mm}$$

Si a= 50,0 mm

$$\frac{50\text{mm}(b)^2}{3} \geq 1\,338 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$b \geq 284\text{mm}$$

Si a= 65,0 mm

$$\frac{65\text{mm}(b)^2}{3} \geq 1\,739 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$b \geq 246\text{mm}$$

Dado que existen opciones diversas para la elección de la viga, a continuación se presentan algunas características de las mismas:

Opción	a(mm)	b(mm)	Área (mm ²)- cada una	Peso lineal (Kg/m) - cada una
1	38,00	325,00	12 350,00	96,95
2	50,00	284,00	14 200,00	111,47
3	65,00	246,00	15 990,00	125,52

Tabla N° 4. 2: Características de distintas opciones para vigas-

Densidad del acero =7850Kg/m³. (Elaboración propia, 2 017)

Un FS =3 aplicado a 40 ton absorbe largamente el peso de la viga por lo que puede elegirse cualquier opción, por lo que se asume la opción N° 2.

4.1.2. Dimensionamiento y Elección de la Columna

Las columnas son elementos generalmente verticales y resisten las cargas axiales. Las secciones transversales tubulares y de ala ancha se suelen utilizar para columnas de

metal y las secciones transversales circulares y cuadradas con varillas de refuerzo, se utilizan para las columnas de concreto. En ocasiones las columnas están sujetas simultáneamente a una carga axial y a un momento de flexión.

Si el momento que actúa en la viga es: M_1 y M_2 (numéricamente iguales) en los extremos de la viga será numéricamente ese mismo momento el que actuará en cada una de las columnas.

Siendo su diagrama de momentos el siguiente:

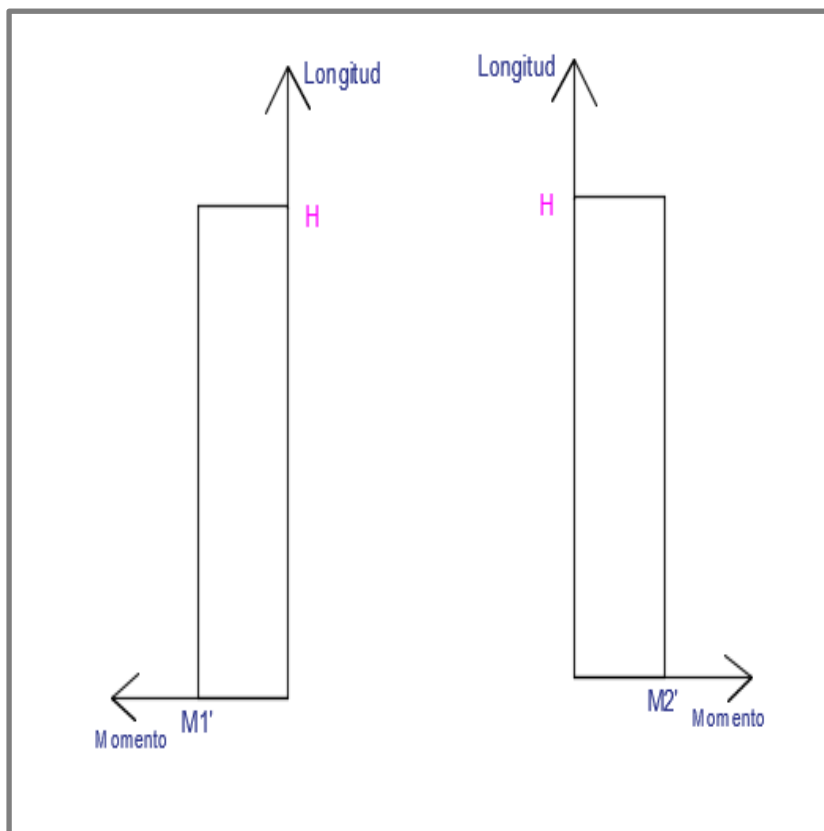


Tabla N° 4. 3: Diagrama de momentos flector de las columnas. (Elaboración propia, 2 017)

Además las fuerzas que actúan en cada una de las columnas serán numéricamente iguales a las reacciones en la viga, entonces el diagrama de cuerpo libre de las columnas será:

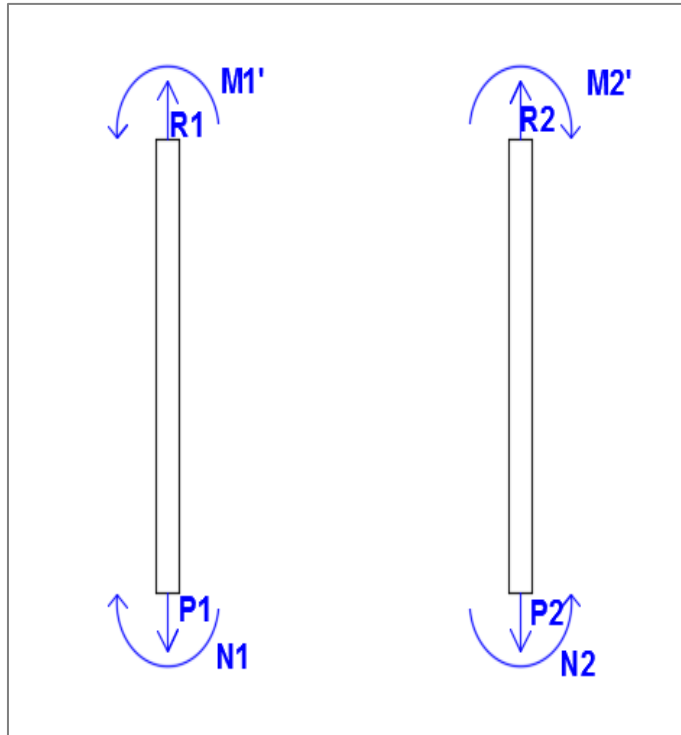


Tabla N° 4. 4: Diagrama de cuerpo libre de las columnas. (Elaboración propia, 2 017)

Por condiciones de equilibrio (Ec 2.29):

$$R_1 = P_1$$

$$R_2 = P_2$$

$$M_1 = N_1$$

$$M_2 = N_2$$

Se tiene que:

- $M_1 = M_2 = 73\,575\text{ Nm}$
- $H = 1,5\text{ m}$

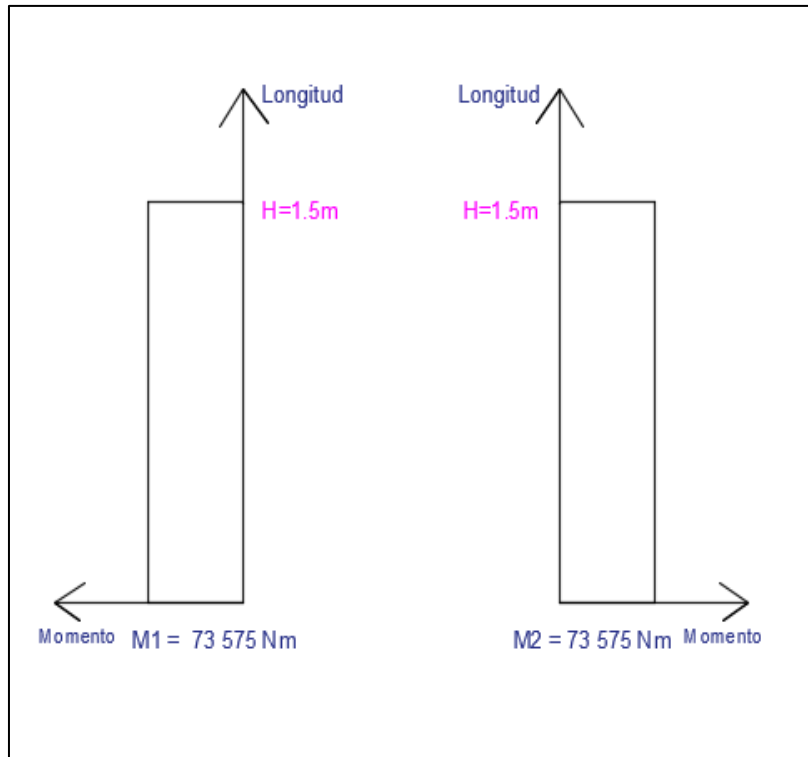


Figura N° 4. 5: Diagrama de momentos. (Elaboración propia, 2 017)

Además las fuerzas que actúan en cada una de las columnas serán numéricamente iguales a las reacciones en la viga, entonces el diagrama de cuerpo libre de las columnas será:

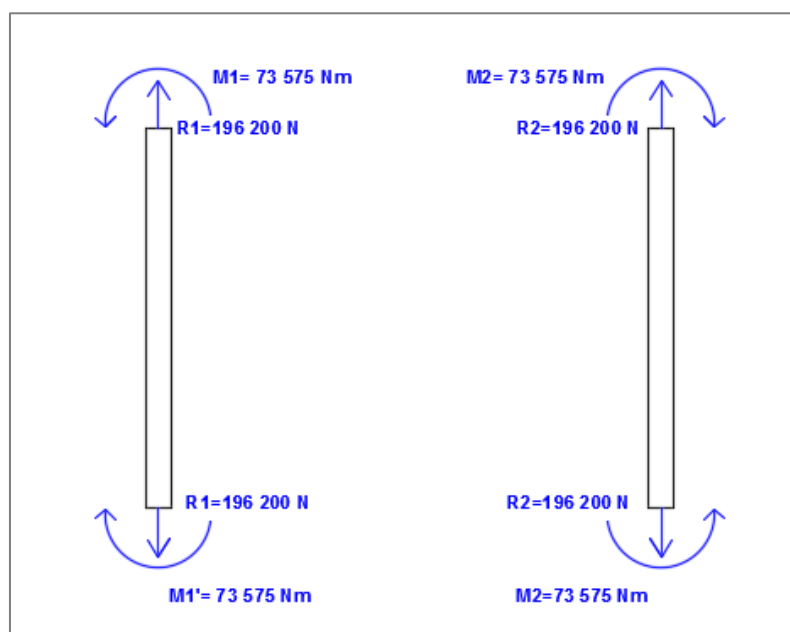


Figura N° 4. 6: Diagrama de cuerpo libre de las columnas. (Elaboración propia, 2 017)

El esfuerzo combinado máximo y mínimo está dado por la ecuación 2.22:

$$\sigma_{comb \max \min} = \frac{P}{A} \pm \frac{M}{S}$$

Para cada caso:

$$\sigma_{comb \max} = \frac{P}{A} + \frac{M}{S}$$

$$\sigma_{comb \min} = \frac{P}{A} - \frac{M}{S}$$

La columna elegida debe ser capaz de soportar el máximo esfuerzo combinado aplicado su respectivo factor de seguridad

$$\sigma_{comb \max} \leq \frac{\sigma_{mat}}{FS}$$

Aplicación la ecuación para el esfuerzo máximo combinado:

$$\sigma_{comb \max} = \frac{196\,200\text{ N}}{A} + \frac{73\,575\text{ Nm}}{S}$$

$$\sigma_{permissible} = \frac{\sigma_{mat}}{FS}$$

Donde:

σ_{mat} : 250 MPa

FS: 3 (ver tabla N° 3.4)

$$\sigma_{permissible} = \frac{250\text{ MPa}}{3}$$

$\sigma_{permissible} = 83,33\text{ MPa} \Leftrightarrow 83,33 \times 10^6\text{ Pa}$

Como:

$$\sigma_{comb\ max} \leq \sigma_{permissible}$$

$$\frac{196\ 200\ N}{A} + \frac{73\ 575\ Nm}{S} \leq 83,33 \times 10^6\ Pa$$

En el mercado se tienen diversos perfiles HEB (ver Anexo 3), sobre ellos se realizará, los cálculos respectivos para determinar los esfuerzos combinados máximos, a los que pueden ser sometidos, como se observan en la siguiente tabla:

Tipo de Perfil	Dimensiones (mm)	Espesor (mm)	Área(cm ²)	I (cm ⁴)	S (cm ³)	Radio(cm)	$\sigma_{(comb\ max)}$ (Pa)
HEB 100	100x100	06-10	26	450	52,1	4,16	1 063,99 x10 ⁶
HEB 120	120x120	6.5-11	34	864	82,6	5,04	681,22 x10 ⁶

Tabla N° 4. 5: Datos de perfiles HEB 100 y HEB 120. (Elaboración propia, 2 017)

Se observa que no se cumple con las exigencias por lo que se plantea utilizar doble perfil como columna:

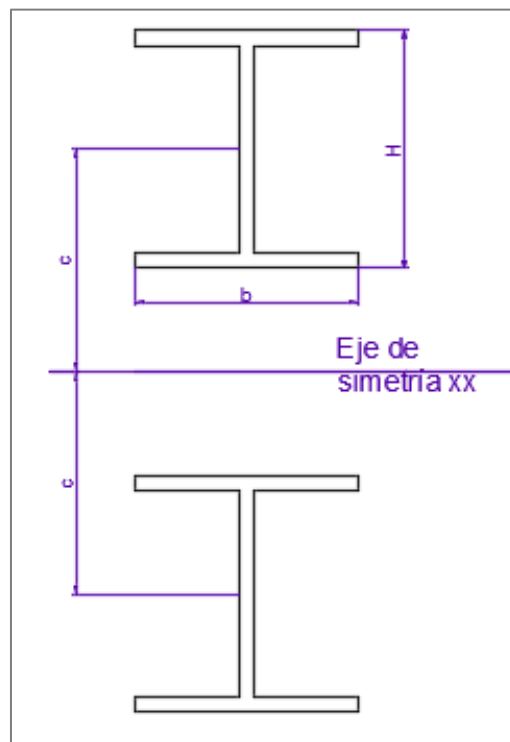


Figura N° 4. 7: Diagrama de distribución de perfiles. (Elaboración propia, 2 017)

Estableciéndose 4 opciones a ser consideradas:

Opción	Tipo de Perfil	C(mm)	Dimensiones (mm)	Espesor (mm)	Área (cm ²)	I (cm ⁴)	S (cm ³)	Radio (cm)	σ (comb max) (Pa)
A	HEB 100	250,00	100,00	06-10	52,00	33 400,00	1 113,33	25,34	103,82 x10 ⁶
B	HEB 120	250,00	120,00	6,5-11	68,00	44 228,00	1 426,71	25,50	80,42 x10 ⁶
C	HEB 100	300,00	100,00	06-10	52,00	47 700,00	1 362,86	30,29	91,72 x10 ⁶
D	HEB 120	300,00	120,00	6,5-11	68,00	62 928,00	1 748,00	30,42	70,94 x10 ⁶

Tabla N° 4. 6: Datos de perfiles HEB 100 y HEB 120. (Elaboración propia, 2 017)

Dos de las opciones planteadas cumplen con la condición:

$$\sigma_{comb\ max} \leq 83,33 \times 10^6 Pa$$

Ellas son las opciones: B y D.

4.1.3. Dimensionamiento del Sistema de Unión

Dada la siguiente estructura formada con la elección de la viga y las columnas y conociendo que la unión entre la columna y la viga debe ser rígida, se propone una unión soldada.

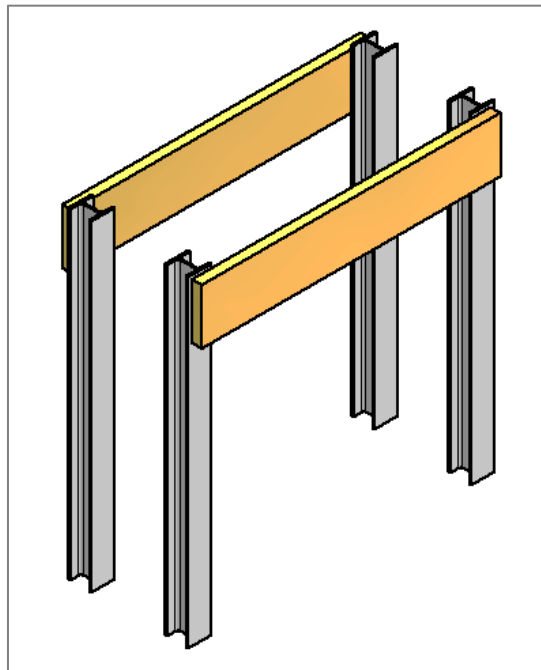


Figura N° 4. 8: Representación preliminar del sistema Viga – Columna. (Elaboración propia, 2 017)

En la siguiente figura se muestra una presentación de la unión soldada, que permite calcular el área abatida.

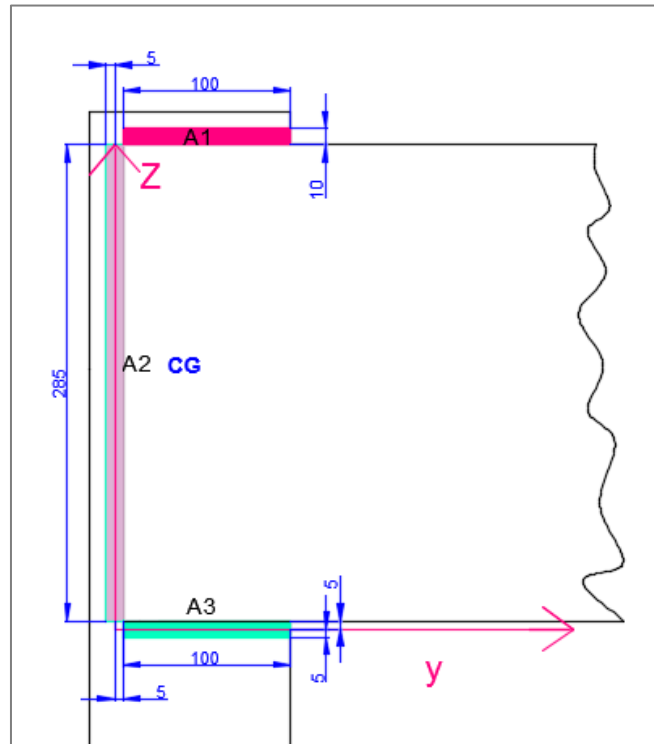


Figura N° 4. 9: Esquema de la unión soldada al extremo de la viga. (Elaboración propia, 2016)

Área abatida en la cara de los cuerpos a unir es:

$$A_T = 100\text{mm} \times 10\text{mm} \times 2 + 285\text{mm} \times 10\text{mm}$$

$$A_T = 4\,850\text{mm}^2$$

La ubicación del centro de gravedad de la zona soldada está dada por la ecuación:

$$y_{CG} = \frac{A_1 y_1}{A_T} + \frac{A_2 y_2}{A_T} + \frac{A_3 y_3}{A_T}$$

(Ec. 4. 10)

$$y_{CG} = \frac{(100\text{mm} \times 10\text{mm} \times 55\text{mm})}{4\,850\text{mm}^2} + \frac{(100\text{mm} \times 10\text{mm} \times 55\text{mm})}{4\,850\text{mm}^2} + \frac{(285\text{mm} \times 10\text{mm} \times 0\text{mm})}{4\,850\text{mm}^2}$$

$$y_{CG} = 22,68mm$$

$$Z_{CG} = \frac{A_1 z_1}{A_T} + \frac{A_2 z_2}{A_T} + \frac{A_3 y z_3}{A_T}$$

(Ec. 4. 11)

$$Z_{CG} = \frac{(100mm \times 10mm \times 295mm)}{4\ 850mm^2} + \frac{(100mm \times 10mm \times 0mm)}{4\ 850mm^2} + \frac{(285mm \times 10mm \times 147.50\ mm)}{4\ 850mm^2}$$

$$Z_{CG} = 147,50mm$$

Con los cálculos previamente desarrollados, se puede indicar las dimensiones y la ubicación del centro de gravedad en la siguiente figura:

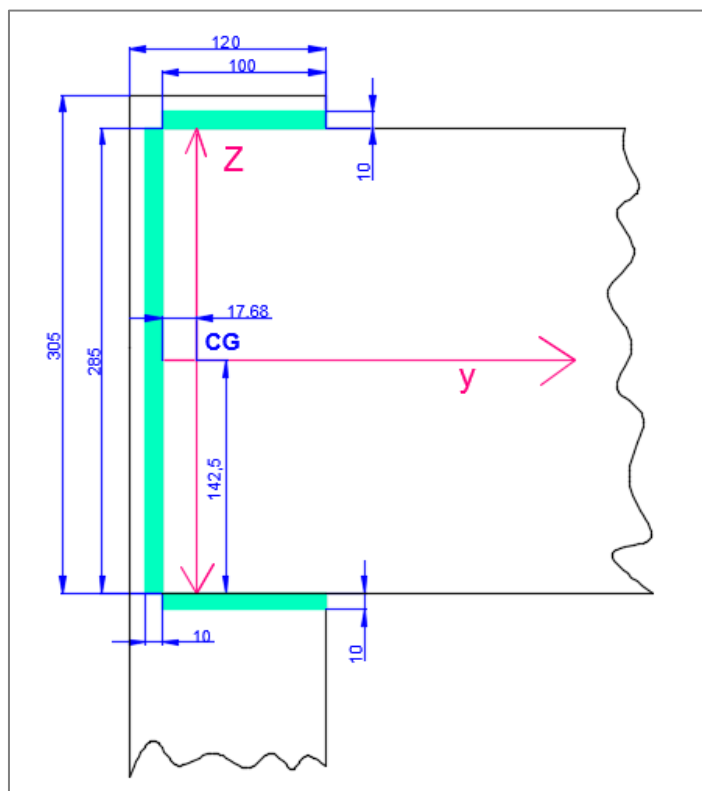


Figura N° 4. 10: Esquema de la unión soldada al extremo de la viga. (Elaboración propia, 2 017)

El momento de inercia en los ejes Y y Z se puede calcular con la ecuación 4.7, pero ya que es calculado en el centro de gravedad se debe utilizar el teorema de Steiner con las ecuaciones:

$$I_y = \frac{l_1 \times (d_1)^3}{12} + \frac{l_2 \times (d_2)^3}{12} + \frac{l_3 \times (d_3)^3}{12} + l_3 \times d_3 \times (c)^2 + l_2 \times d_2 \times (c)^2$$

$$I_z = \frac{d_1 \times (l_1)^3}{12} + \frac{d_2 \times (l_2)^3}{12} + \frac{d_3 \times (l_3)^3}{12} + l_2 \times d_2 \times (m)^2 + (l_1 \times d_1 + l_3 \times d_3) \times (n)^2$$

(Ec. 4. 12)

$$I_p = I_y + I_z$$

Reemplazando los valores indicados en el gráfico:

$$I_y = \frac{100,00mm \times (10,00mm)^3}{12,00} + \frac{100,00mm \times (10,00mm)^3}{12,00} + \frac{10,00mm \times (285,00mm)^3}{12,00} + 2 \times 100,00mm \times 10,00mm \times (147,50mm)^2$$

$$I_y = 62\,820\,104,17mm^4$$

$$I_z = \frac{10,00mm \times (100,00mm)^3}{12,00} + \frac{10,00mm \times (100,00mm)^3}{12,00} + \frac{285,00mm \times (10,00mm)^3}{12,00} + 285,00mm \times 10,00mm \times (22,68mm)^2 + 100,00mm \times 10,00mm \times 2 \times (50,00mm - 17,68)^2$$

$$I_z = 5\,245\,571,31mm^4$$

$$I_p = I_y + I_z$$

$$I_p = 62\,820\,104,17mm^4 + 5\,245\,571,31mm^4$$

$$I_p = 68\,065\,675,47mm^4$$

Se calculan la tensión axial y normal para el caso en que se genere el mayor de magnitud (punto más lejano del CG):

$$t_a = t_n = \frac{V}{A}$$

$$t_a = \frac{M_T}{I_p}(z)$$

Se superponen los valores en un punto extremo obteniéndose los mayores valores para: t_a y t_n

$$t_a = t_n = \frac{V}{A} = \frac{98\,100,00N}{4\,850,00mm^2} = 20,23N/mm^2$$

$$M_T = 36\,787,50Nm$$

$$t_a = \frac{M_T}{I_p}(z)$$

$$t_a = \frac{36\,787,50Nm}{68\,065\,675,47mm^4}(147,50mm) \left[\frac{1000mm}{1m} \right]$$

$$t_a = 79,72N/mm^2$$

$$t_n = \frac{M_T}{I_p}(105,00 - y)$$

$$t_n = \frac{36\,787,50Nm}{68\,065\,675,47mm^4}(105,00 - 22,68)mm \left[\frac{1000mm}{1m} \right]$$

$$t_n = 44,49N/mm^2$$

Superponiendo los efectos en el punto extremo:

$$t_n = 44,49N/mm^2 + 20,23N/mm^2$$

$$t_n = 64,72 N/mm^2$$

$$t_a = 79,72N/mm^2$$

A partir de ello se realizan los cálculos para obtener las tensiones en el plano de la garganta de acuerdo a las figuras 2.41 y 2.42:

- $\sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(n - t_n)$

$$\sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(64,72 N/mm^2)$$

$$\sigma_{\perp} = 45,76 N/mm^2$$

- $\tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(n + t_n)$

$$\tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(64,72 N/mm^2)$$

$$\tau_{\perp} = 45,76 N/mm^2$$

- $\tau_{\parallel} = t_a$

$$\tau_{\parallel} = 79,72N/mm^2$$

Finalmente se corrobora el cumplimiento de las ecuaciones 2.36 y 2.37:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta \gamma_{M2}}$$

$$\sigma_{\perp} \leq 0.9 \frac{f_u}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

σ_{\perp} : Tensión normal perpendicular a la garganta de la soldadura

τ_{\perp} : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) perpendicular al eje de la soldadura.

τ_{\parallel} : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) paralela al eje de la soldadura

f_u : Resistencia ultima del acero

β : Coeficiente de correlación en función del tipo de acero.

γ_{M2} : Factor parcial de seguridad (1.25)

Reemplazando los valores:

$$\sigma_{\perp} = 45,76 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\perp} = 45,76 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\parallel} = 79,72 \text{ N/mm}^2$$

$$f_u = 430 \text{ N/mm}^2 \text{ (Para un acero ASTM A36-36 M tiene un rango de } 400\text{-}550 \text{ N/mm}^2\text{)}$$

$$\beta = 0,85$$

$$\gamma_{M2} = 1,25$$

Observación: Los valores de los coeficientes son los indicados por el instituto internacional de soldadura.

$$\sqrt{45,76^2 + 3(45,76^2 + 79,72^2)} \text{ N/mm}^2 \leq \frac{430 \text{ N/mm}^2}{0,85(1,25)}$$

Dado que:

$$165,66 \text{ N/mm}^2 \leq 404,71 \text{ N/mm}^2$$

Se cumple la primera condición indicada por el instituto Internacional de la Soldadura y que es tomado por las normas españolas EAE y el CTE.

La segunda condición a cumplirse es:

$$45,76 \text{ N/mm}^2 \leq 0,9 \frac{430,00 \text{ N/mm}^2}{1,25}$$

$$45,76 \text{ N/mm}^2 \leq 309,60 \text{ N/mm}^2$$

Entonces se verifica la segunda condición.

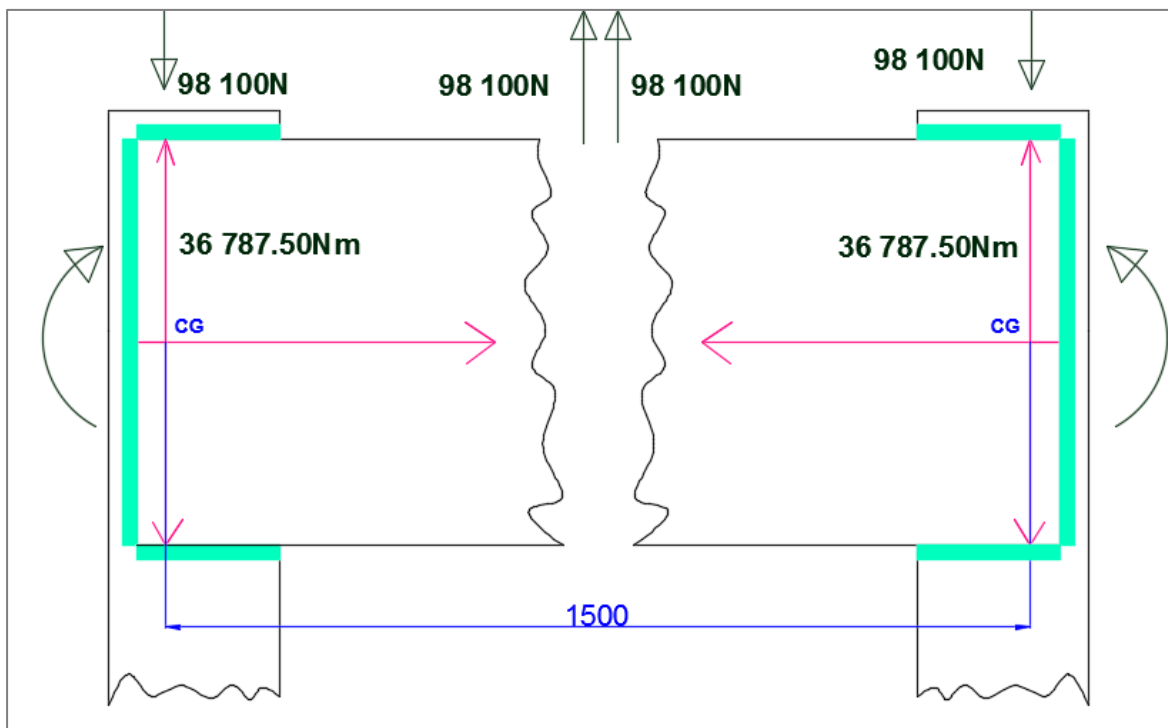


Figura N° 4. 11: DGCL de la viga. (Elaboración propia, 2 017)

4.1.4. Dimensionamiento del Sistema de Anclaje.

El sistema de anclaje esta soportado por pernos, la carga total es de 40 TM <> 39 2400N
<> 392,4 KN

Actualmente se emplean productos especializados en anclaje como es HILTI. Sus principales características se muestran en la siguiente tabla:

Nominal Diámetro del anclaje	HSL-3, HSL-3-B, HSL-3-SK, HSL-3-SH			HSL-3-G		
	Tensión ³ ϕN_{ax} lb (kN)	Corte ⁴ ϕV_{ax} lb (kN)	Corte Sísmico ⁵ ϕV_{ax} lb (kN)	Tensión ³ ϕN_{ax} lb (kN)	Corte ⁴ ϕV_{ax} lb (kN)	Corte Sísmico ⁵ ϕV_{ax} lb (kN)
M8	4,960 (22.1)	4,705 (20.9)	2,995 (13.3)	4,960 (22.1)	3,945 (17.5)	2,455 (10.9)
M10	7,830 (34.8)	6,650 (29.6)	5,495 (24.4)	7,830 (34.8)	5,450 (24.2)	4,500 (20.0)
M12	11,395 (50.7)	9,570 (42.6)	7,730 (34.4)	11,395 (50.7)	7,905 (35.2)	6,385 (28.4)
M16	21,140 (94.0)	17,360 (77.2)	16,115 (71.7)	21,140 (94.0)	14,745 (65.6)	13,690 (60.9)
M20	33,060 (147.1)	25,690 (114.3)	18,940 (84.2)	33,060 (147.1)	21,555 (95.9)	15,900 (70.7)
M24	47,590 (211.7)	29,870 (132.9)	24,810 (110.4)	n/a	n/a	n/a

Tabla N° 4. 7: Resistencia última del acero para anclajes HSL-3 calculados bajo la norma ACI. (Hilti, 2 015).

Aplicando el factor de seguridad de 3 para la resistencia a la tensión de cada una de las opciones mostrada, se obtienen los valores de tensión permisible indicados en la tabla N° 4.8. Dado que la carga total a soportar por los anclajes es 392.4KN, se puede determinar la cantidad de anclajes si se usaran cada una de las opciones expuestas:

Diámetro Nominal	Fuerza de tensión permisible K N	Cantidad de anclajes mínimos
M8	7,37	54
M10	11,63	34
M12	16,90	24
M16	31,33	13
M20	49,00	8
M24	70,57	6

Tabla N° 4. 8: Tensión permisible y cantidad de anclajes necesarios por cada diámetro nominal de anclaje. (Elaboración propia, 2 017)

Se puede optar por los pernos de anclaje M20, que cumple con los requerimientos. La longitud de los mismos está relacionada con el concreto que es un análisis del área civil no se hará hincapié en el cálculo y se mostrará un anclaje típico sugerido en el manual de anclajes para M20- HILTI:

- Diámetro de arandela 45 mm (d_w)
- Longitud de anclaje 213 mm (l)
- Espesor mínimo de concreto 250mm (h_{min})
- Empotramiento mínimo efectivo 125mm (h_{ef})
- Diámetro de la perforación del elemento 31 mm (d_n)
- Profundidad de perforación 155mm (h_o)
- Máximo espesor de la parte sujeta 30 mm (t_{fix})
- Diámetro nominal de rosca 28 mm (d_{bit})

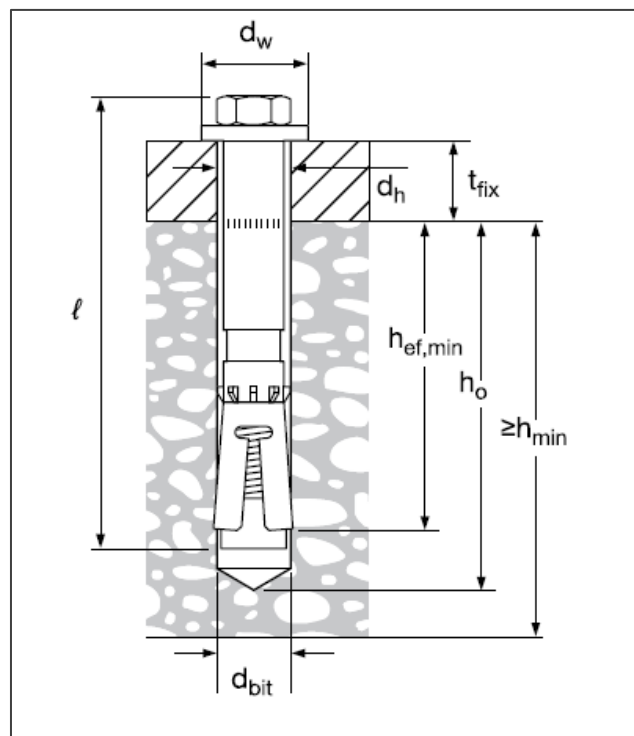


Figura N° 4. 12: Especificaciones de un anclaje HSL 3. (HILTI, 2 015)

De colocarse 4 pernos M20, en cada anclaje se cumplirá con los requerimientos del diseño.

4.1.5. Cálculos Complementarios en el Software Risa RISA 2D educational

El arreglo estructural de la prensa hidráulica consta de dos marcos unidos por el actuador hidráulico.

Para el cálculo de desplazamientos y rotaciones de la prensa hidráulica con el software *Risa 2D Educational* se descompone el sistema inicial descrito anteriormente, dividiéndose a la vez la fuerza original actuante de 392,4 kN en dos fuerzas independientes de 196,2 kN sobre cada uno de los marcos.

Dicha división se ha efectuado gracias al análisis preliminar realizado en el ítem 4.1.2.

a. Datos de entrada

Se ingresan las unidades de medida con que se realiza el modelamiento. Las unidades de medida básicas que el programa requiere son:

- Longitud
- Área
- Módulo de Young
- Fuerza
- Fuerza lineal
- Momento
- Deflexiones

El programa posee la opción de trabajar con las unidades métricas estándar, unidades con las que se ha realizado el modelamiento.

En la siguiente figura se muestra la interface mediante la cual se ingresan las unidades, Es importante señalar que dichas unidades pueden ser modificadas posteriormente de ser necesario.

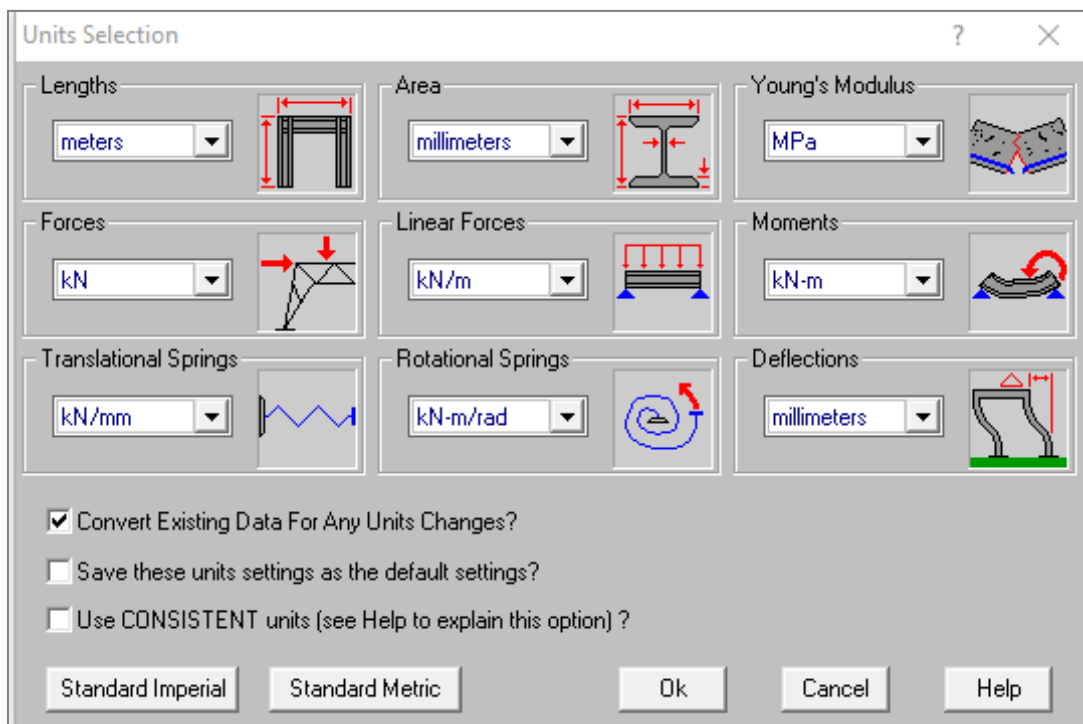


Figura N° 4. 13: Ventana de ingreso - Sistema de unidades. (RISA 2D, 2 016)

Luego de la selección de unidades se ingresan las medidas y ubicación de los elementos del marco, así como las propiedades de cada uno de los elementos. En la siguiente figura se presenta la ventana y las propiedades que el programa solicita para la determinación de los elementos.

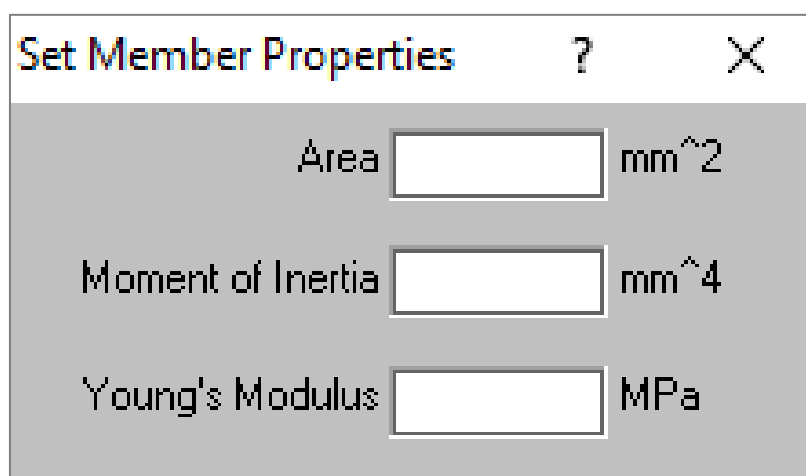


Figura N° 4. 14: Ventana de ingreso – Propiedades de los miembros. (RISA 2D,2 016)

Una vez ingresados los elementos del marco, el programa muestra los elementos y nodos con las denominaciones de M y N respectivamente, así como su área, momentos de inercia y módulo de Young de cada uno de los elementos correspondientes.

En la siguiente figura se muestra los elementos que se ingresaron al programa con sus respectivas propiedades con la finalidad de realizar el modelamiento del marco. Cada uno de los miembros ingresados tiene una longitud de 1,50 m lo cual corresponde al marco que se requiere calcular.

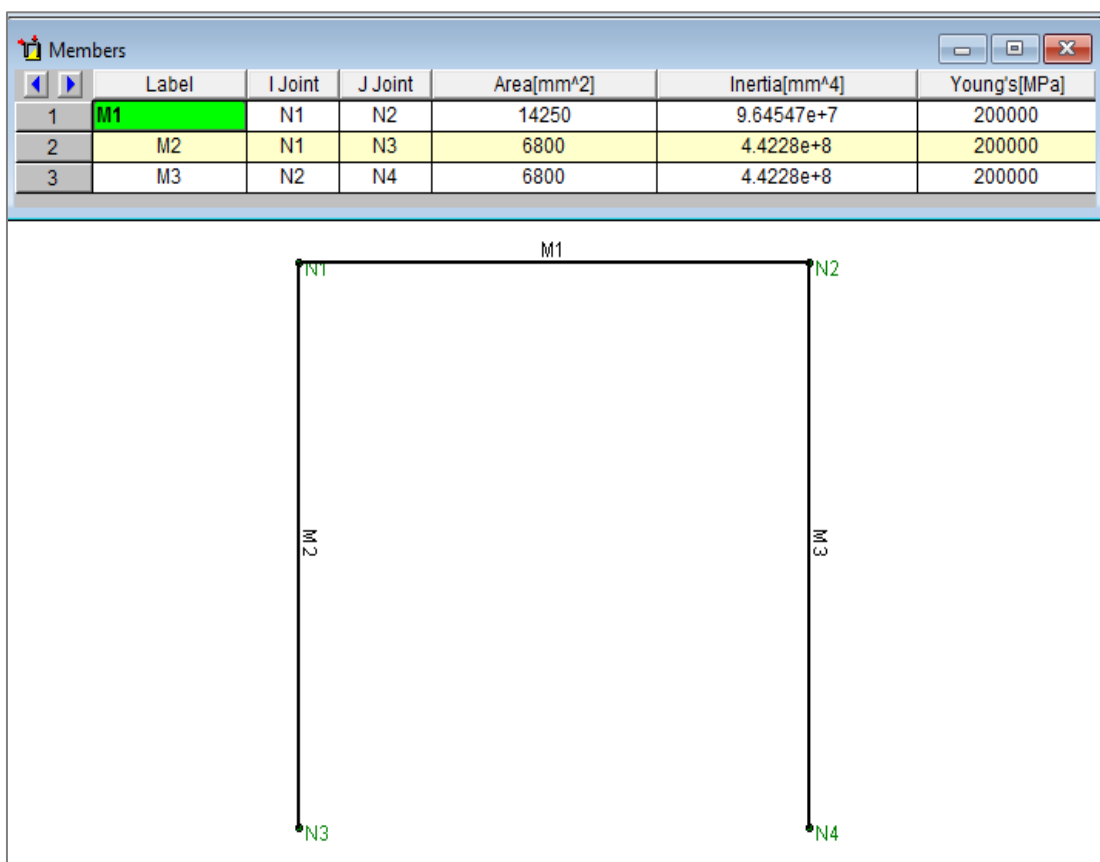


Figura N° 4. 15: Ventana de ingreso – Miembros y propiedades (RISA 2D, 2 016)

El siguiente paso que se realiza es la determinación de la ubicación de los apoyos y su condición (apoyo simple, apoyo móvil, empotrado y libre), en la siguiente figura se muestra la ventana en donde se determina la condición de los apoyos.

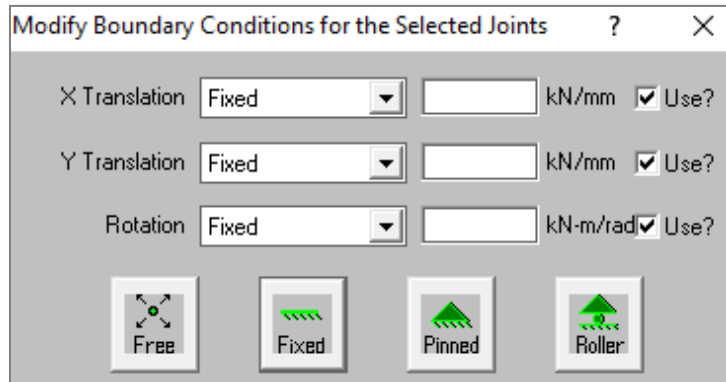


Figura N° 4. 16: Ventana de ingreso – Apoyos y condiciones (RISA 2D, 2 016)

Los apoyos proyectados para el modelamiento son empotrados y se ubican en los nodos N3 y N4, en la siguiente figura se muestra los apoyos en los nodos mencionados.

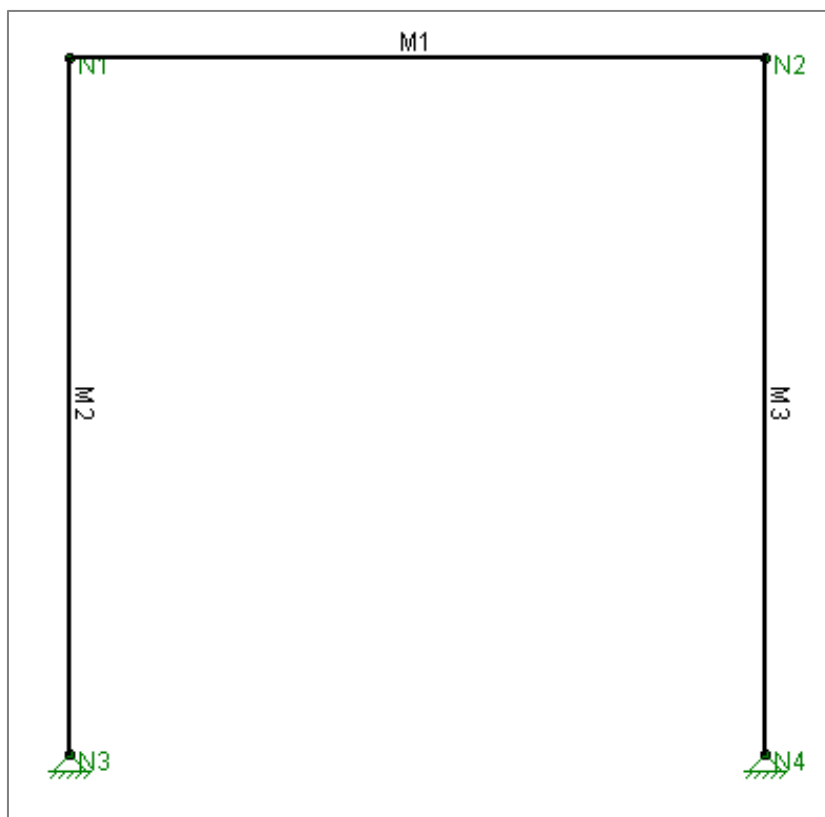


Figura N° 4. 17: Esquema miembros y apoyos modelados (RISA 2D, 2 016)

Como siguiente paso se determina la magnitud de las fuerzas y momentos que actúan en el marco así como la ubicación de cada una de ellas.

En la figura N° 4.18 se muestra la ventana en donde se insertará la magnitud, dirección y ubicación respecto a la fuerza.

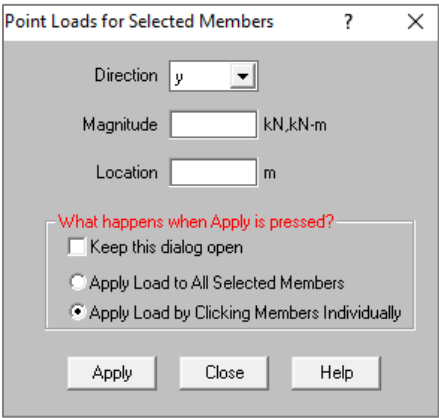


Figura N° 4. 18: Ventana de ingreso – Fuerzas incidentes (RISA 2D, 2 016)

La fuerza proyectada para el modelamiento se ubica en la mitad del miembro M1. En la siguiente figura se muestra la fuerza en el miembro mencionado, la cual tiene una magnitud de 196,2 kN.

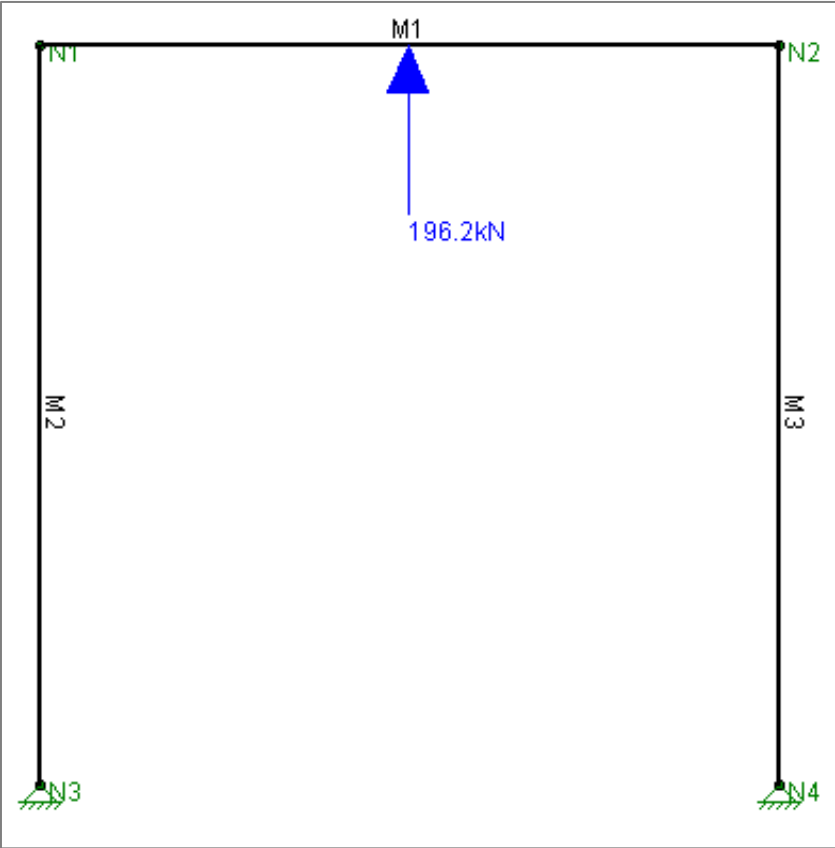


Figura N° 4. 19: Esquema de fuerza actuante en el marco (RISA 2D, 2 016)

b. Datos de salida

Luego del ingreso de datos, el programa calcula los resultados de salida, en la siguiente imagen se muestra el primer resultado. El cual corresponde a las reacciones en los apoyos ubicados en los nodos N3 y N4. Como se observa la sumatoria de las fuerzas en X y en Y es igual a cero, con lo cual el equilibrio estático es validado.

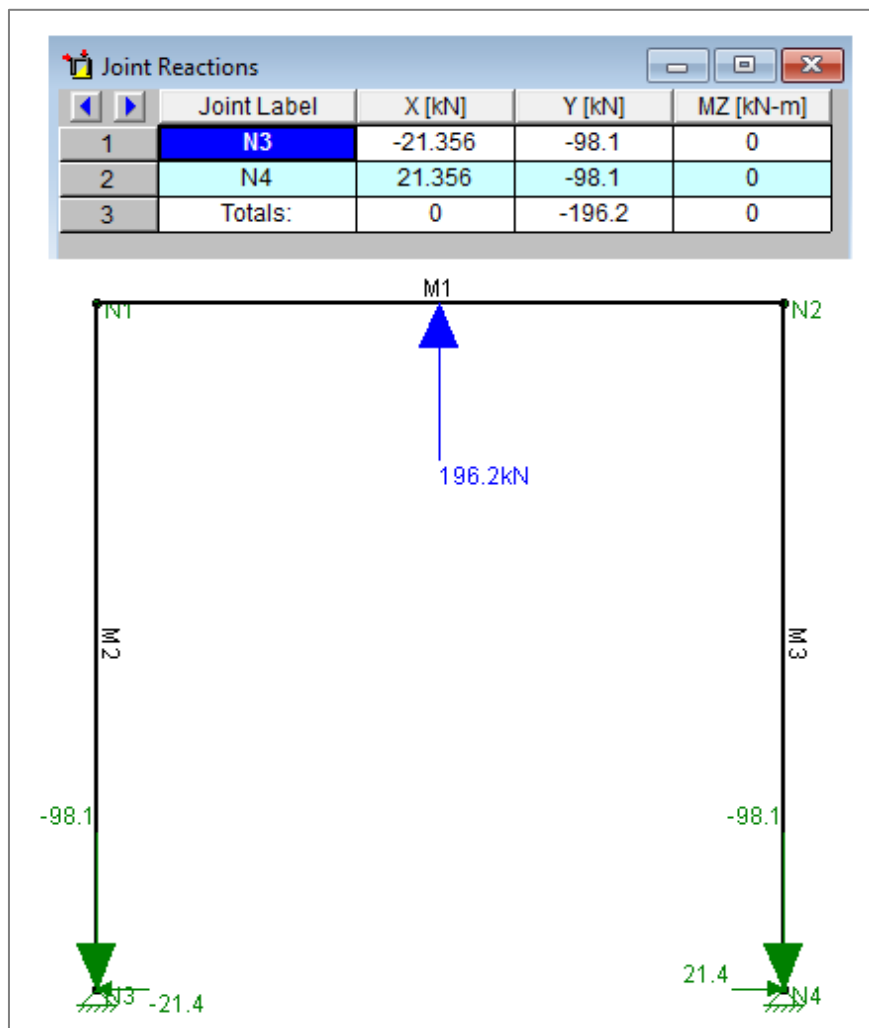


Figura N° 4. 20: Reacciones en los apoyos. (RISA 2D, 2 016)

De la misma manera las fuerzas axiales que actúan en los miembros del marco se detallan en la siguiente figura. Como se puede observar estas son mayores en los miembros M2 y M3.

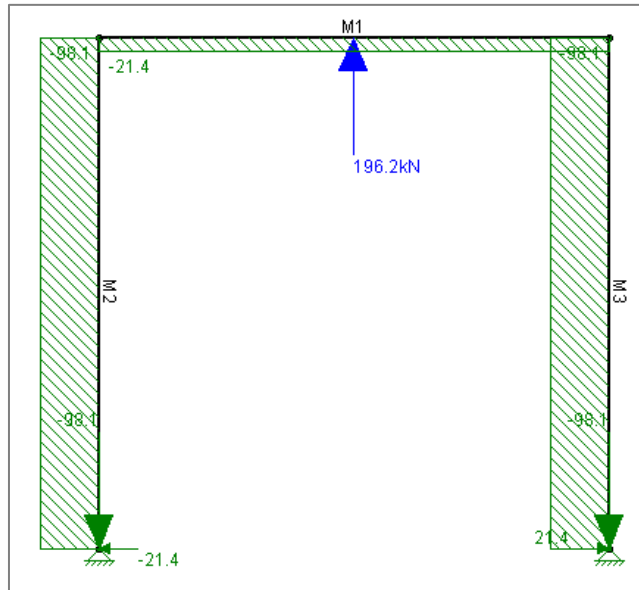


Figura N° 4. 21: Diagrama de fuerzas axiales en los miembros (RISA 2D, 2016)

Prosiguiendo con los resultados, en la figura N° 4.22 se muestra los resultados de las fuerzas cortantes, debido a la fuerza actuante en el miembro M1, la fuerza cortante es mayor en este miembro.

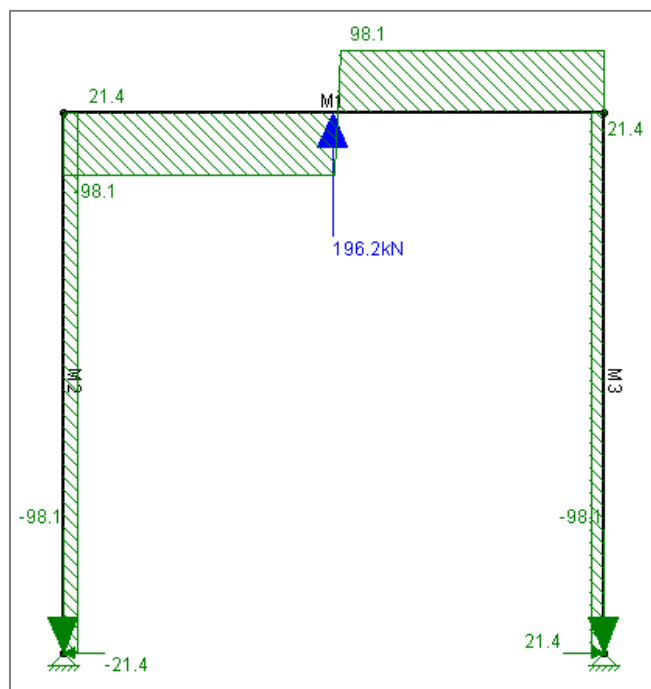


Figura N° 4. 22: Diagrama de fuerzas cortantes en los miembros (RISA 2D, 2 016)

El resultado de los momentos flectores se muestra en la siguiente imagen.

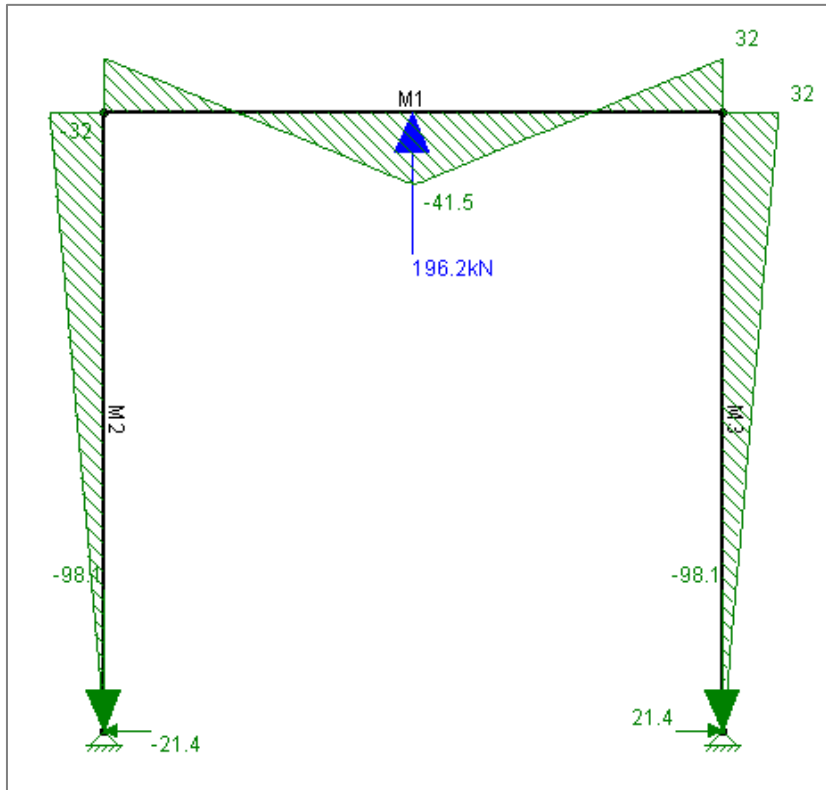


Figura N° 4. 23: Diagrama de momentos flectores en los miembros. (RISA 2D, 2016)

Se observa que el momento flector es máximo en el miembro M1 debido a la fuerza de 196,2 kN que actúa en el medio de este miembro, así mismo se observa que la sumatoria de los momentos es cero en cada uno de los nodos.

En cuanto a las deformaciones se muestra en la siguiente figura los desplazamientos de cada uno de los nodos, siendo el valor máximo 0,108 mm en los nodos N1 y N2 como producto de la fuerza actuante en el miembro M1.

Joint Label	X [mm]	Y [mm]	Rotation [rad]
1 N1	-.006	.108	1.848e-4
2 N2	.006	.108	-1.848e-4
3 N3	0	0	-8.679e-5
4 N4	0	0	8.679e-5

Figura N° 4. 24: Ventana de salida – Desplazamiento en los nodos. (RISA 2D, 2 016)

De la misma manera se presenta en la siguiente figura los desplazamientos en cada uno de los miembros y se aprecia que el máximo desplazamiento se da en el miembro M1 con una magnitud de 0,356 mm como producto de la fuerza incidente en el miembro mencionado.

	Member Label	S...	x [mm]	y [mm]
1	M1	1	-0.006	.108
2		2	-0.003	.25
3		3	0	.356
4		4	.003	.25
5		5	.006	.108
6	M2	1	-1.08	-0.006
7		2	-0.81	.04
8		3	-0.54	.048
9		4	-0.27	.03
10		5	0	0
11	M3	1	-1.08	.006
12		2	-0.81	-.04
13		3	-0.54	-.048
14		4	-0.27	-.03
15		5	0	0

Figura N° 4. 25: Ventana de salida – Desplazamiento en los miembros. (RISA 2D, 2 016)

A continuación se muestra esquemáticamente y de manera exagerada la deformación que sufriría el marco modelado con la incidencia de la fuerza en el miembro M1.

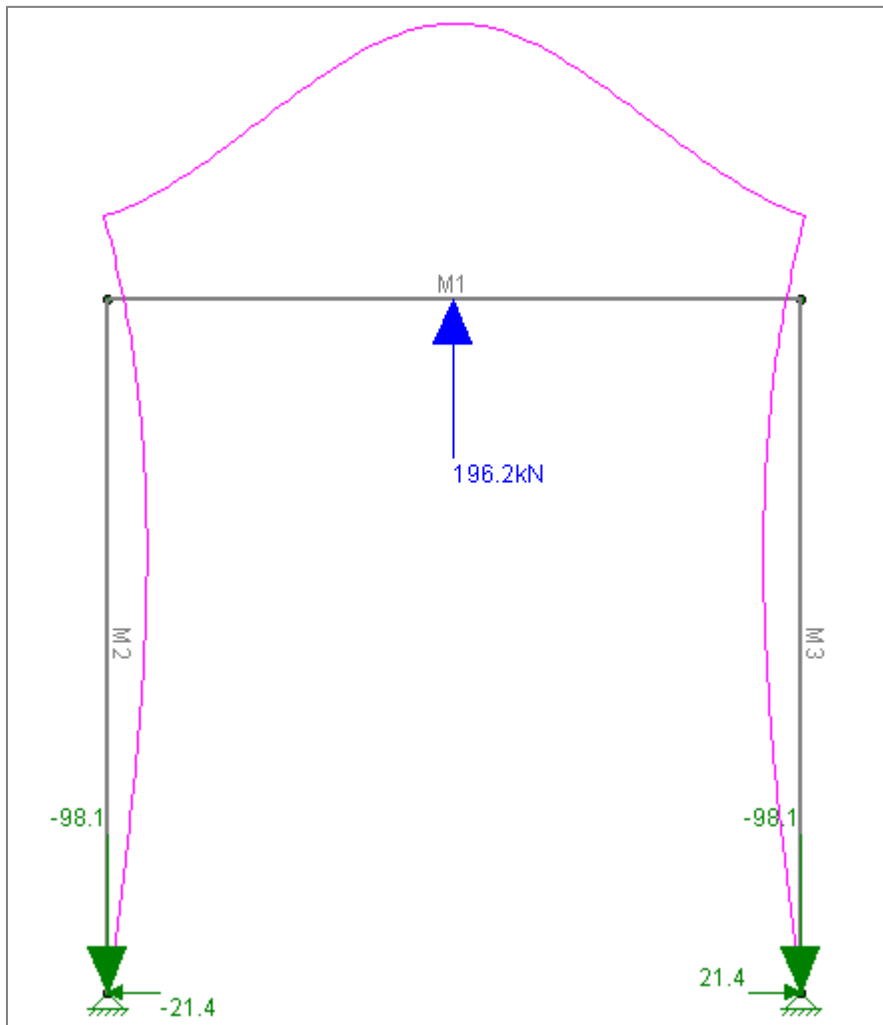


Figura N° 4. 26: Esquema de desplazamiento del marco. (RISA 2D, 2 016)

En la figura N°4.27, se presentan los reportes de cada uno de los miembros, en los cuales se definen: la longitud de cada uno de los miembros, los nodos entre los cuales están ubicados, los diagramas de fuerzas axiales (A), los diagramas de fuerzas cortantes (V), los diagramas de momentos flectores (M) y el diagrama de deformaciones (D). En cada uno de estos diagramas se presentan sus máximos y mínimos valores así como la abscisa relativa de cada una de sus ubicaciones.

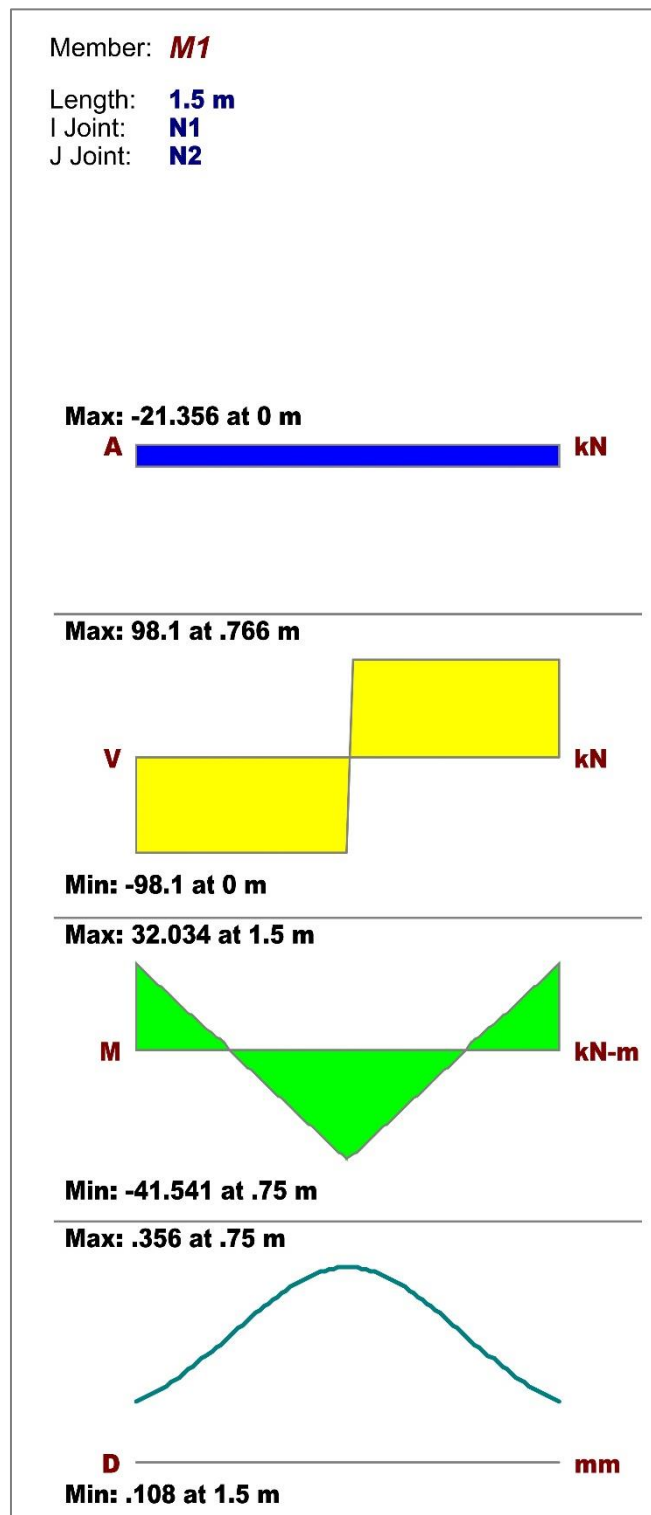


Figura N° 4. 27: Gráficas de fuerzas axiales, fuerzas cortantes y momentos flectores del miembro M1 – viga.

(RISA 2D, 2 016)

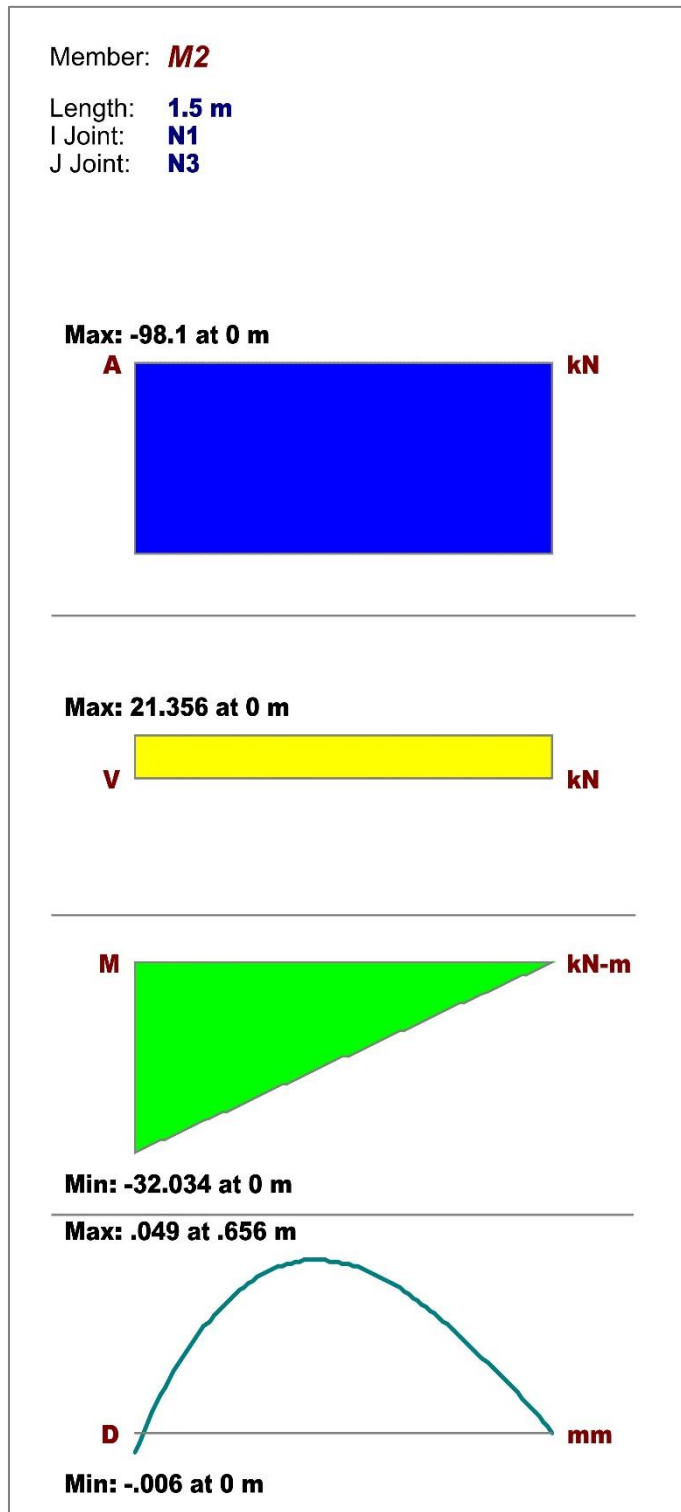


Figura N° 4. 28: Gráficas de fuerzas axiales, fuerzas cortantes y momentos flectores del miembro M2-columna (RISA 2D, 2 016)

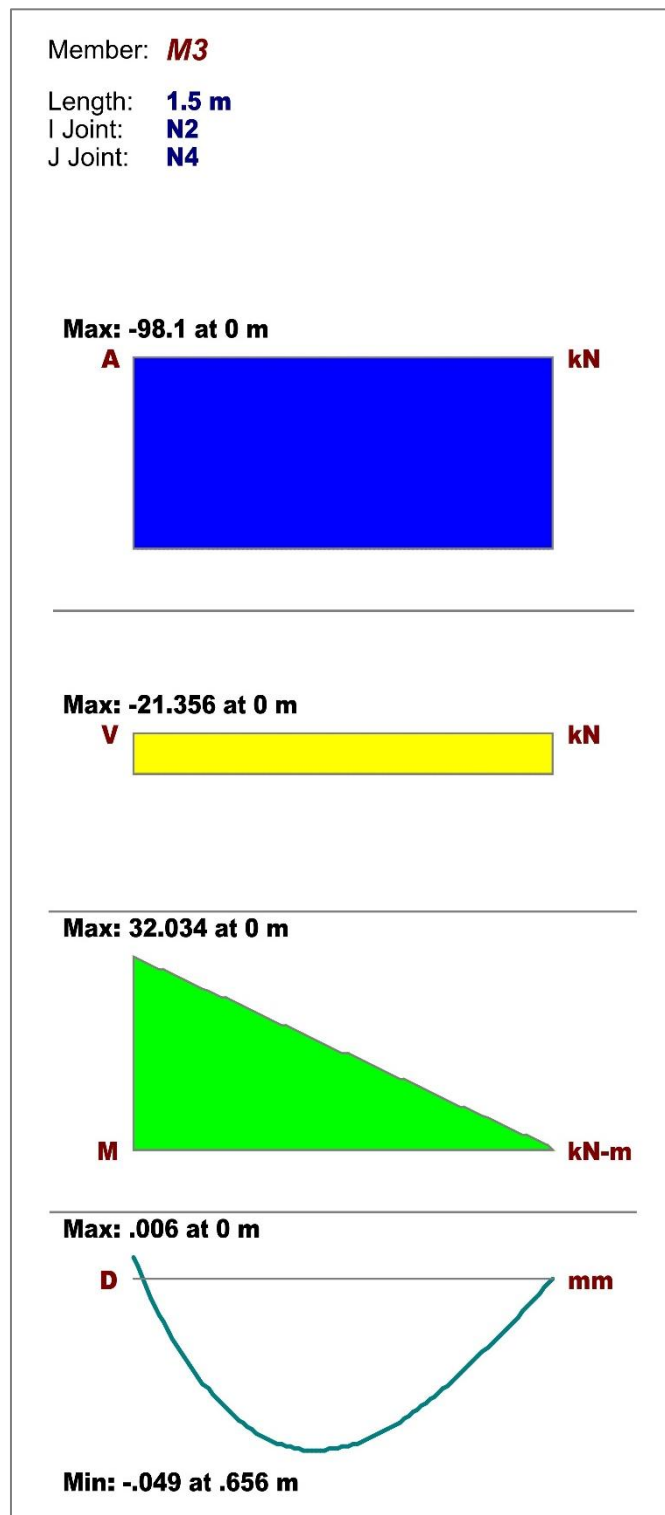


Figura N° 4. 29: Gráficas de fuerzas axiales, fuerzas cortantes y momentos flectores del miembro M3-columna (RISA 2D, 2016)

4.1.6. Cálculos complementarios con el Software Workbench- ANSYS

Como parte del proceso de diseño se puede emplear otros softwares como el Workbench- ANSYS para la verificación.

Dada la naturaleza del trabajo, el tipo de análisis a realizar en el Software es: estructural estático.

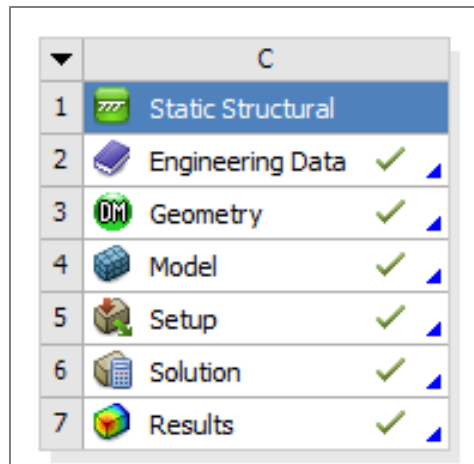


Figura N° 4. 30: Ventana básica de Static Structural. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)

La primera data requerida por el software son las características del material, que se ingresan en la ventana: Data de ingeniería (Engineering Data).

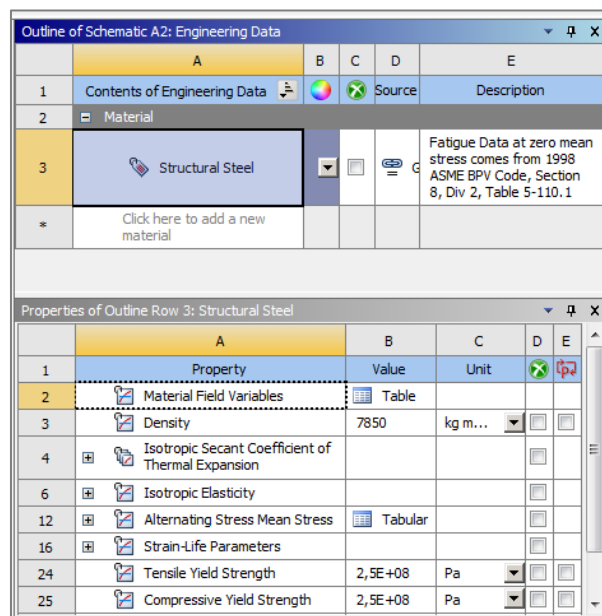


Figura N° 4. 31: Ventana Engineering Data. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)

Posteriormente puede importarse un dibujo de un software CAD o dibujar la estructura en la ventana de geometría (Geometry)

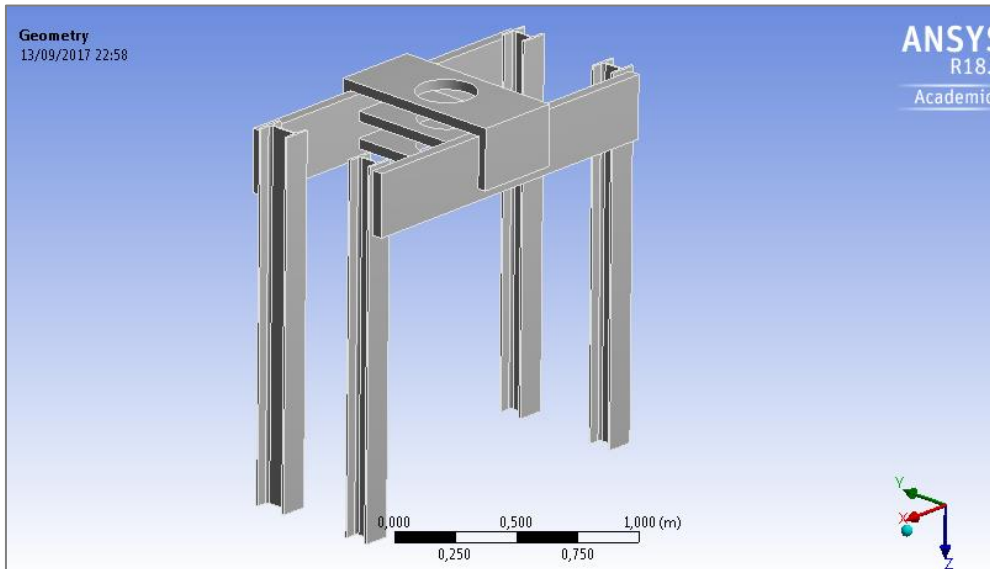


Figura N° 4. 32: Ventana Geometry. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)

Luego, en la ventana modelo (model) se genera una malla, se indican los apoyos y las cargas a las que es sometida la estructura.

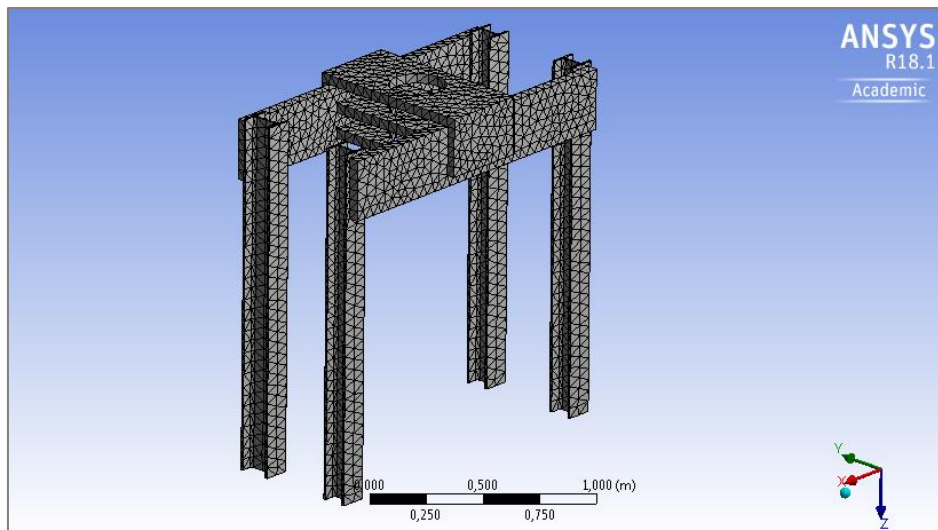


Figura N° 4. 33: Enmallado. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)

Como resultado el software provee de mucha información útil, como el esfuerzo combinado, deformaciones, etc. A continuación se muestra el esfuerzo Von Mises que

registra un máximo de 163,23 MPa y la deformación total que registra un máximo de 1,25 mm.

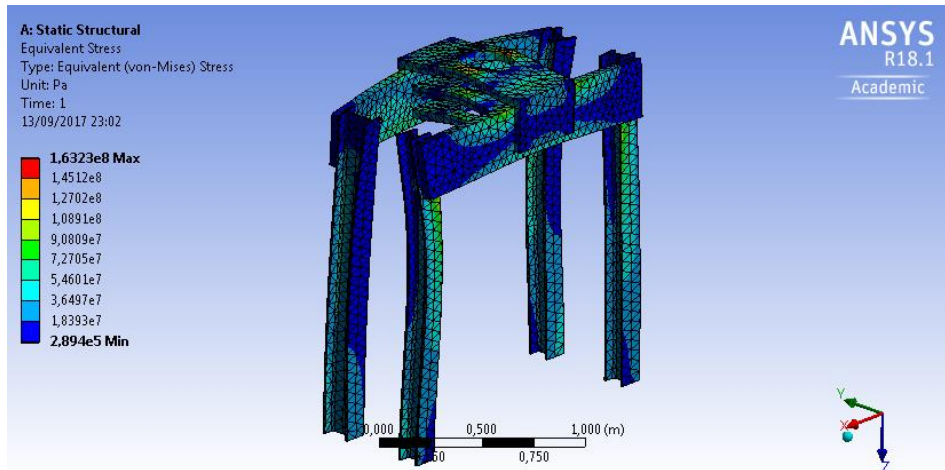


Figura N° 4. 34: Resultado de esfuerzos combinados - Von Mises. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)

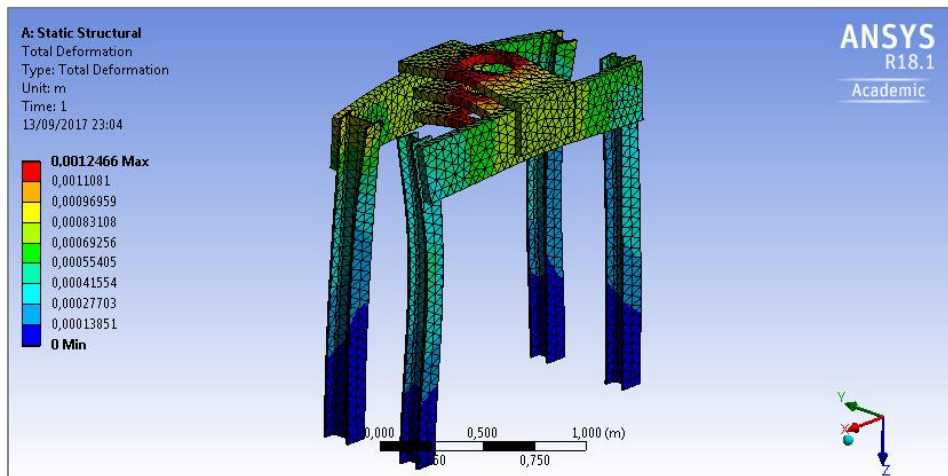


Figura N° 4. 35: Resultado de deformación total. (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)

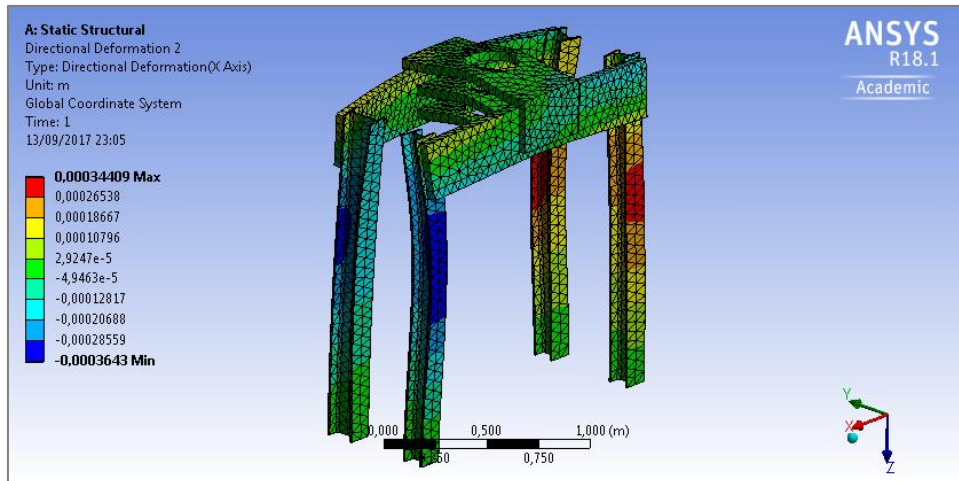


Figura N° 4. 36: Resultado de deformación en X (Workbench- ANSYS 18.1, 2 017)

4.1.7. Comparaciones entre los Métodos de Cálculo

Ya que se ha usado distintas herramientas para la evaluación estructural, se presenta la siguiente tabla resumen:

	Metodología usada		
	RISA 2D	ANSYS	CLÁSICO
Esfuerzo combinado	No aplica	163,23 MPa (*)	70.94 M Pa
Momento Flector Viga	32.0 KN	No mostrado	36,79 KN (**)
Deformación máxima	0,36mm	1,25mm	No calculado

Tabla N° 4. 9: Comparación de resultados.

(**) Cuando el cálculo se hizo para una viga y dos columnas el resultado fue 73, 58 KN pero para ser comparable, se aplica 36.79KN ya luego se plantearon dos estructuras idénticas para soportar la carga.

(*) Método usado por ANSYS: Elementos finitos- Von Mises

4.2. Dimensionamiento del Sistema Hidráulico

El sistema hidráulico consta de actuador, bomba, filtros, válvulas, conexiones, tanque, etc. Cada una de las partes cubren los requerimientos del sistema, el proceso de cálculo y elección de las partes que conformarán el sistema hidráulico se inicia con la evaluación del actuador pues es el elemento que proporcionará la carga de 40 toneladas.

4.2.1. Dimensionamiento y Análisis del Actuador

El actuador es una botella hidráulica cuyas características generales han sido asignadas en el capítulo anterior.

Se le ha asignado una carrera de 500 mm \leftrightarrow 0,5m., además la carrera en el proceso de avance se realizará en 30 segundos y la carga máxima 40 toneladas, estos datos serán el punto de partida para dimensionar el actuador del sistema hidráulico.

En la siguiente tabla se muestra las dimensiones de pistones hidráulicos normados por ISO, en base a estos se elegirá el actuador.

Diámetro del cilindro (mm)	Diámetro del vástago (mm)	Área el émbolo (cm ²)	Área anular (cm ²)	Roca de conexión	Rosca punta de vástago	50 bar		80 bar		100 bar		125 bar		160 bar		200 bar	
						Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso
25	14	4,91	3,37	G 1/4	M12 x 1.25	2 453	1 684	3 925	2 694	4 906	3 368	6 133	4 210	4 850	5 388	9 813	6 735
32	16	8,04	6,03	G 3/8	M14 x 1.5	4 019	3 014	6 431	428	8 038	6 029	10 048	7 536	12 861	9 646	16 077	12 058
40	20	12,56	9,42	G 1/2	M16 x 1.5	6 280	4 710	10 048	7 536	12 560	9 420	15 700	11 775	20 096	15 072	25 120	18 840
50	25	19,63	14,72	G 1/2	M20 X 1.5	9 813	7 359	15 700	11 775	19 625	14 719	24 531	18 398	31 400	23 550	39 250	29 438
63	32	31,16	23,12	G 3/4	M27 X 2	15 578	11 559	24 925	18 495	31 154	23 118	38 946	28 898	49 851	36 989	62 313	46 237
80	40	50,24	37,68	G 3/4	M33 X 2	25 120	18 840	40 192	30 144	50 240	37 680	62 800	47 100	80 384	60 288	100 480	75 360
100	50	78,50	58,88	G 1	M42 X 2	39 250	29 438	62 800	47 100	785 00	58 875	98 125	73 594	125 600	94 200	157 000	117 750
125	63	122,66	91,50	G 1	M48 X 2	6 1328	45 750	98 125	73 200	122 656	91 500	153 320	114 375	196 250	146 399	245 313	182 999
160	80	20,96	150,72	G 1 1/4	M64 X 3	100 480	75 360	160 768	120 576	200 960	150 720	251 200	188 400	321 536	241 152	401 920	301 440
200	100	314,00	235,5	G 1 1/4	M80 X 3	15 7000	117 750	251 200	188 400	314 000	235 500	392 500	29 375	502 400	376 800	628 000	471 000

Tabla N° 4. 10: Dimensiones de pistones hidráulicos normados por ISO (Elaboración propia, 2016)

a. Determinación de la presión requerida

La velocidad del pistón está definida por la ecuación N° 2.49:

$$Vel = \frac{C}{t}$$

Dónde:

C : Carrera (mm)= 500mm

t : Tiempo (s)= 30 s

Vel : Velocidad (mm/s)

$$Vel = \frac{500mm}{30s}$$

$$Vel = 16,67mm/s$$

Velocidad del pistón (mm/s)	Factor máximo de carga (%)
8 a 100	70
101 a 200	30
201 a 300	10

Tabla N° 4. 11: Factor máximo de carga vs Velocidad de pistón (2 011)

De acuerdo a la tabla de factores de carga máximo, para el valor de la velocidad corresponde un factor de carga de 70% que como coeficiente sería 0,7.

Aplicamos la ecuación 2.50 que define la presión requerida en el actuador:

$$P = \frac{F}{fr \times fc \times A}$$

Donde:

F : Carga real = 392 400,00 N

A : Área del émbolo (m^2)

fr : Factor por rozamiento =0,90

fc : Factor de carga =0,70

$$P = \frac{392\,400,00\,N}{0,90 \times 0,70 \times A}$$

$$P = \frac{622\,857,14\,N}{A}$$

En la tabla notamos que el único cilindro normalizado que nos permite llegar a la fuerza teórica del actuador cercana a 622857,14 N es el émbolo 200 por lo que el área del émbolo es: $314\,cm^2 \leftrightarrow 3,14 \times 10^{-2}\,m^2$

$$P = \frac{622\,857,14\,N}{3,14 \times 10^{-2}\,m^2}$$

$$P = 19\,836\,214,65\,Pa \leftrightarrow 19,84\,MPa \leftrightarrow 198,36\,Bar$$

b. Determinación de caudales y velocidades.

El cálculo del caudal en el avance está dado por la ecuación 2.51:

$$Q = Vel \times A$$

Donde:

Q : Caudal ($\frac{m^3}{s}$)

Vel : Velocidad ($\frac{m}{s}$)= 16,67 mm/s $\leftrightarrow 16,67 \times 10^{-3}\,m/s$

$$A: \text{Área (m}^2\text{)} = 3,14 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$Q = 16,67 \times 10^{-3} \text{ m/s} \times 3,14 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$Q = 5,23 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

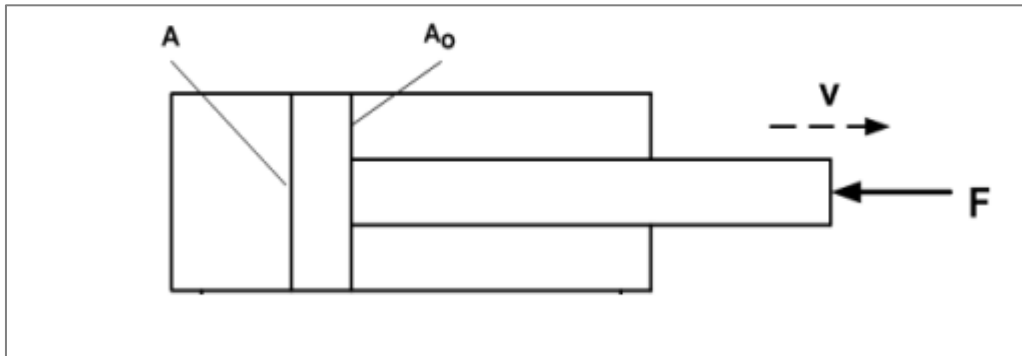


Figura N° 4. 37: Representación del actuador, F: fuerza aplicada, V: velocidad, A₀: área anular. (Elaboración propia, 2 017)

c. Cálculo en el retroceso:

La presión en el retroceso mínimamente debe vencer a la ejercida en el otro sentido por lo que en equilibrio, por lo que queda definida por la ecuación 2.51:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F_0}{A_0}$$

Se sabe que el área anular (A₀) es de 235,50cm² <> 23,55 × 10⁻³m²

$$19\,836\,214,65 \text{ Pa} = \frac{F}{23,55 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$F = 467\,142,86 \text{ N}$$

$$F = 47,62 \text{ TM}$$

Cálculo de la velocidad de retroceso queda definida por la siguiente ecuación:

$$Q_0 = \text{Vel}_0 \times A_0$$

Donde:

- Q_0 : Caudal retroceso $(\frac{m^3}{s}) = 52,34 \times 10^{-5} m^3/s$
- Vel_0 : Velocidad de retroceso $(\frac{m}{s})$
- A_0 : Área anular $(m^2) = 0,02355 m^2$

$$5,234 \times 10^{-4} m^3/s = Vel_0 \times 23,55 \times 10^{-3} m^2$$

- $Vel_0 = 22,22 \times 10^{-3} m/s \leftrightarrow 22,22 mm/s$

d. Determinación del espesor del cilindro.

El esfuerzo cortante máximo es limitado por el material en este caso:

- $\tau_{cedencia\ acero} = 145 MPa$

Pero a este se le debe aplicar un factor de seguridad:

- $fs = 3$

Entonces planteamos la ecuación: para el esfuerzo cortante máximo admisible:

$$\tau_{max} = \frac{\tau_{cedencia\ acero}}{fs}$$

(Ec. 4. 13)

$$\tau_{max} = \frac{145 MPa}{3}$$

$$\tau_{max} = 48,33 MPa$$

La presión interna a la que será sometida la conocemos:

$$P = 19,84 MPa$$

Se desprecia la presión atmosférica por no ser significativa frente a la presión interna.

Presión interna \gg Presión externa

$$19,84 \text{ MPa} \gg 0,10 \text{ MPa}$$

Presión interna \gg *Presión externa*

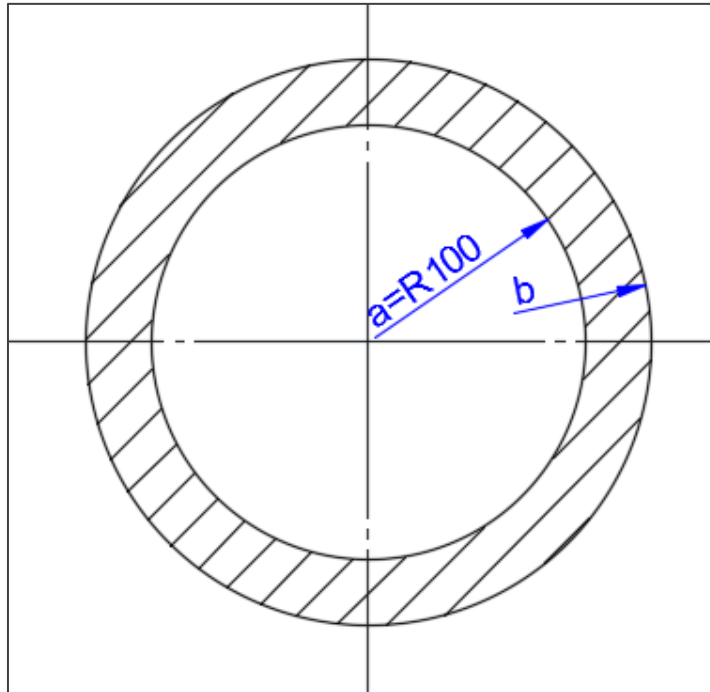


Figura N° 4. 38: Vista de corte del cilindro. (Elaboración propia, 2 017)

Para el círculo de Mohr, la situación crítica en el punto interior es:

$$\sigma_{t \max} = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} P$$

(Ec. 4. 14)

Donde:

- $\sigma_{t \max}$: Esfuerzo tangencial máximo (MPa)
- K : Factor de proporcionalidad de radios = $\frac{b}{a}$
- a : Radio interior del cilindro (mm)
- b : Radio exterior del cilindro (mm)
- P : Presión interna MP

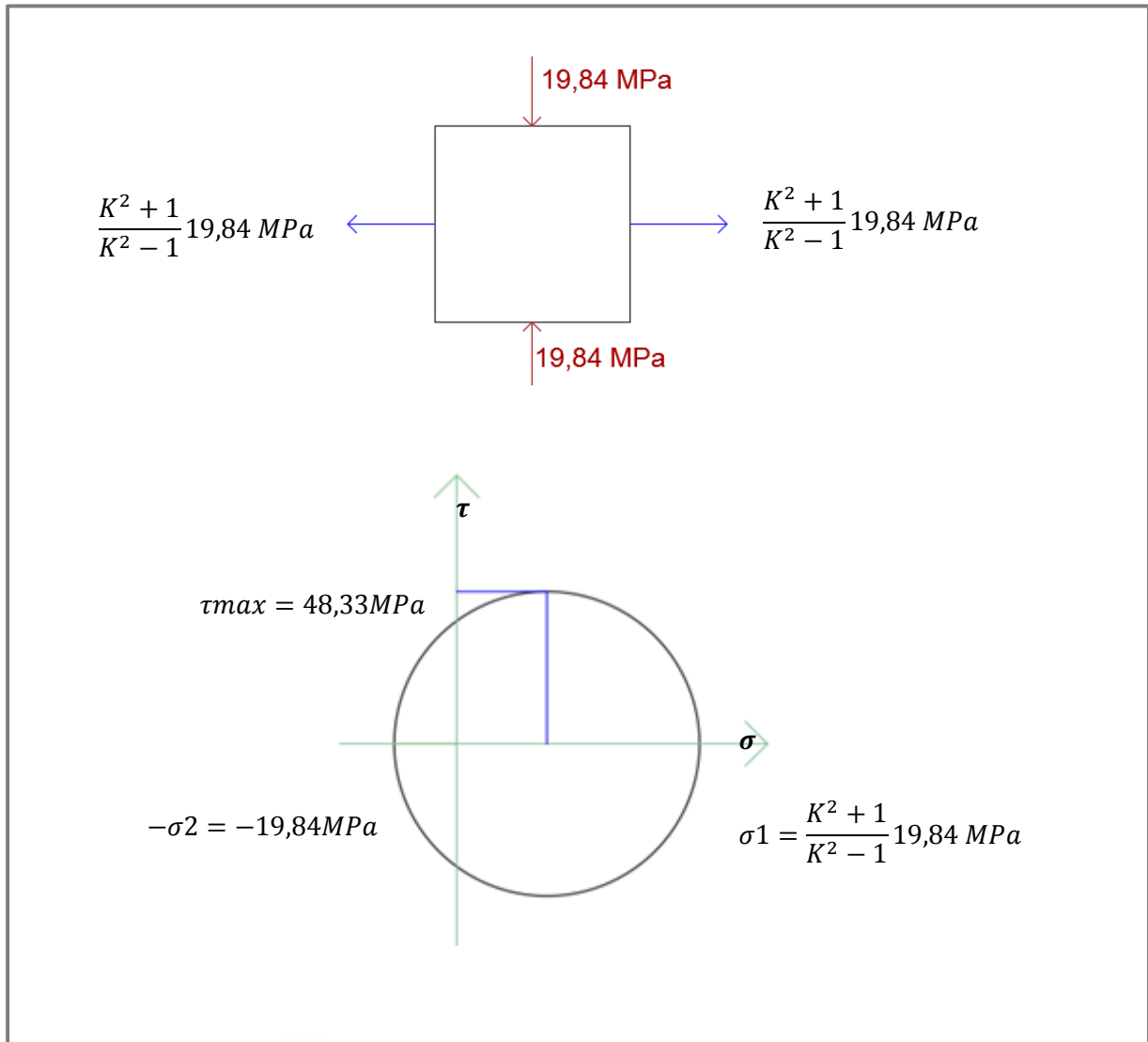


Figura N° 4. 39: Representación del círculo de Mohr para el cálculo de esfuerzos combinados. (Elaboración propia, 2 017)

Del círculo de Mohr se desprenden las ecuaciones:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} P + P}{2}$$

(Ec. 4. 15)

A partir de esta ecuación calculamos la constante K que depende del espesor, es una relación entre el radio exterior y el radio interior y del cilindro:

$$48,33MPa = \frac{\left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} 19,84MPa\right) + 19,84MPa}{2}$$

$$76,82MPa = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} 19,84MPa$$

$$K = 1,30$$

$$K = \frac{b}{a}$$

$$1,30 = \frac{b}{100mm}$$

$$b = 130mm$$

El espesor mínimo del cilindro hidráulico es entonces:

$$e = b - a$$

$$e = 130mm - 100mm$$

$$e = 30m$$

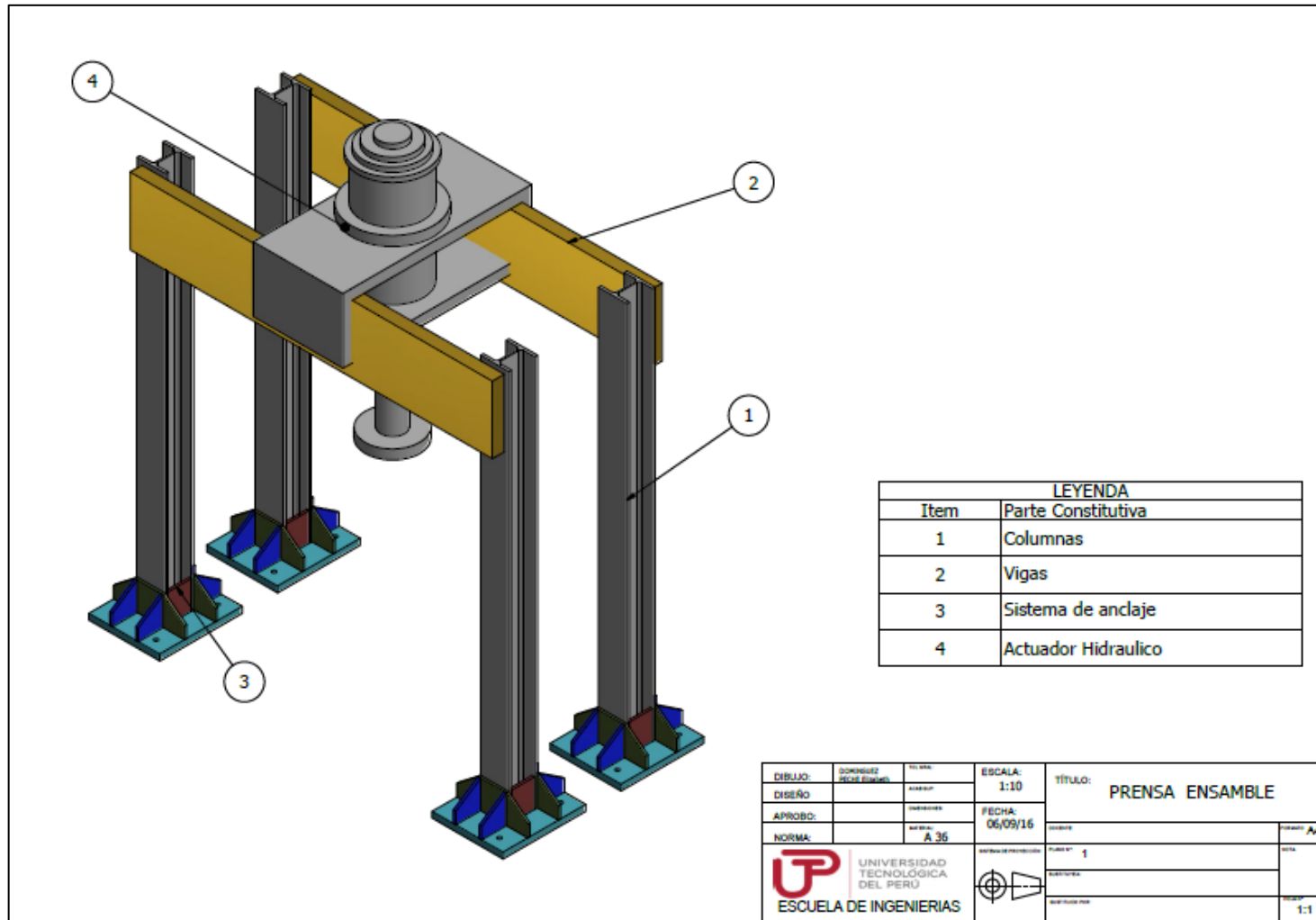


Figura N° 4. 40: Esquema estructural de la prensa hidráulica con las características constructivas sugeridas en la presente tesis. (Elaboración propia, 2 017)

4.2.2. Dimensionamiento y Análisis de la Tubería

a. Determinación de la velocidad en una tubería

Como se calculó anteriormente: el caudal requerido es: $52,34 \times 10^{-5} m^3/s$

El manual de Oleohidráulica de Vickers recomienda:

	Velocidad mínima del fluido (m/s)	Velocidad máxima del fluido (m/s)
Línea de aspiración	0,61	1,22
Línea de trabajo	2,13	6,10

Tabla N° 4. 12: Velocidad mínima y máxima de fluido en las líneas de trabajo y aspiración. (Vickers, 2 008)

De la ecuación de continuidad 2.42, se puede desprender:

$$V_{tubería} = \frac{4 Q}{\pi D_{tubería}^2}$$

Donde:

- $V_{tubería}$: Velocidad del fluido hidráulico en la tubería (m/s)
- Q : Caudal del fluido hidráulico requerido. (m^3/s)
- $D_{tubería}$: Diámetro interior del conducto hidráulico. (m)

Reemplazando en la ecuación se establece la siguiente tabla:

Item	$D_{tubería}$ (pulg.)	$D_{tubería}$ (m)	$V_{tubería}$ (m/s)
1	¼	$6,35 \times 10^{-3}$	16,53
2	½	$12,70 \times 10^{-3}$	4,13
3	1	$25,40 \times 10^{-3}$	1,03

Tabla N° 4. 13: Relación de diámetro de tubería y velocidad de tubería. (Elaboración propia, 2 017)

Dado lo sugerido por el manual Vickers (velocidad mínima 2,13 m/s), es posible elegir la tubería de ½ pulg.

b. Cálculo del número de Reynolds:

La ecuación 2.39 define el número de Reynolds del modo:

$$N_{RE} = \frac{D V_2 \rho}{\mu}$$

$$N_{RE} = \frac{D V_2}{\nu}$$

En la ecuación se pueden reemplazar los valores:

- $D = 0,0127 \text{ m}$
- $\nu = 68 \text{ cst} \leftrightarrow 68 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- $V_2 := 4,132 \text{ m/s}$

Resultado:

$$N_{RE} = \frac{D V_2}{\nu}$$

$$N_{RE} = \frac{0,0127 \text{ m} (4,132 \frac{\text{m}}{\text{s}})}{68 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$N_{RE} = 771,71$$

Como el número de Reynolds es menor a 2100, el sistema puede ser considerado como un flujo laminar.

c. Elección de la tubería

La elección de la tubería se realizará basada en la presión a la que será sometido el sistema (19 836 214, 65 Pa \leftrightarrow 198,36Bar)

Para ello se recurre a manuales de mangueras para fluido oleo hidráulico, cabe señalar que existen en el mercado mangueras fabricadas con la norma SAE.

La más cercana a los requerimientos fabricada bajo la norma SAE cuenta con un diámetro interior de 12,70 mm (1/2 pulg), diámetro exterior de 23,50 mm. Con dicha elección se pueden calcular las pérdidas para un flujo laminar (ver anexos).

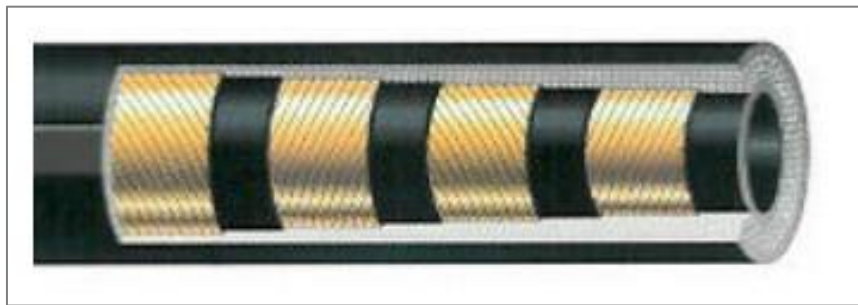


Figura N° 4. 41: Manguera hidráulica fabricada bajo la norma SAE. (SAE, 2 016)

d. Especificaciones de la manguera SAE 100R12

La norma SAE, define el uso de la manguera elegida:

Utilizadas en equipo y maquinaria de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de extrema presión, para el transporte en general en líneas de extrema presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40°C y +100°C máximo y en lapsos cortos de hasta 125 °C.

Las partes de la manguera seleccionada son:

- Tubo interior: De caucho resiste a los aceites.
- Refuerzo: 4 mallas espiraladas de alambre de acero endurecida y templado.
- Cubierta. Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie.

Dimensionalmente las características son:

- Diámetro interior =12,70 mm
- Diámetro exterior= 23,50±1.20 mm

- Presión de trabajo =276 Bar
- Presión de prueba= 441 Bar
- Presión de ruptura =1103 Bar

d. Determinación de pérdidas.

A partir de la ecuación de factor de rugosidad, se busca obtener la caída de presión por rugosidad:

$$f = \frac{64}{N_{Re}}$$

(Ec. 4. 16)

Dónde:

f : Factor de rugosidad

Dicho factor de rugosidad es aplicado en la ecuación 2.45:

$$h_L = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

Reemplazado los valores:

- $L = 636,68mm + (86,00 \times \pi mm) + 1000,00mm = 1906,86mm \langle \rangle 1,91m$
- $D: 12,7mm \langle \rangle 12,70 \times 10^{-3}m$
- $v=4,13m/s$
- $g=9,81m/s^2$

Entonces la pérdida por rugosidad es:

$$h_L = \frac{64}{391,91} \left(\frac{1,91}{12,70 \times 10^{-3}} \right) \frac{4,13^2}{2(9,81)} m$$

$$h_L = 21,40m$$

4.2.3. Dimensionamiento y Análisis de la Bomba

Dado un caudal y presión requerida por el sistema hidráulico, se puede seleccionar la bomba hidráulica. Entonces se procede a calcular la altura de trabajo (H) o carga de la bomba. La ecuación 2.46 lo describe:

$$H_B = h_{f\ total} + \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \right] - \left[\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 \right]$$

Dónde:

- $h_{f\ total}$: Carga perdida=21,40m

Observación: El manual Vickers (2 008) no contempla la pérdida de presión por accesorios ni rozamiento, Joel Angel Apolinario Julca (2 015) desprecia también está pérdida para análisis de sistemas oleohidráulicos. Sin embargo en la presente se ha incluido la pérdida por rozamiento.

- $P_2 - P_1 = 19\ 836\ 214,65\ Pa$
- $v_2^2 - v_1^2 = 0$
- $Z_2 - Z_1 = 1\ m$
- $g = 9,81\ m/s^2$
- $\rho = 893,3\ Kg/m^3$
- H_B : Altura de trabajo o carga

Resultando la altura de trabajo de la bomba:

$$H_B = \frac{19\ 836\ 214,65\ Pa}{893,30\ Kg/m^3 (9,81\ m/s^2)} + 1,00\ m + 21,40\ m$$

$$H_B = 2\,285,96\text{m}$$

La altura de trabajo puede expresarse en términos de presión y permite la elección de la bomba con la ecuación 2.47:

$$P = H_B \rho g$$

Reemplazando:

- $H_B = 2\,285,96\text{m}$
- $\rho = 893,30\text{Kg/m}^3$
- $g = 9,81\text{m/s}^2$

Resultando:

$$P = (2\,285,96) (893,30\text{Kg/m}^3) 9,81\text{m/s}^2$$

$$P = 20\,032\,491,55\text{ Pa} \leftrightarrow 200\text{ Bar}$$

La potencia es calculada con la ecuación 2.48:

$$Pot = P Q$$

Dónde:

- $P = 20\,032\,491,55\text{ Pa} \leftrightarrow 200\text{ Bar}$
- $Q = 52,34 \times 10^{-5}\text{m}^3/\text{s} \leftrightarrow 31,40\text{L}/\text{min}$

Resultando:

$$Pot = 19\,844\,957,50\text{ Pa} \times 52,34 \times 10^{-5}\text{m}^3/\text{s}$$

$$Pot = 10\,485,01\text{ W} \leftrightarrow 14,06\text{ HP}$$

Fabricantes de bombas hidráulicas indican que una bomba de engranajes tiene un rendimiento de 90% por lo que la potencia nominal de la bomba sería:

$$Pot_{non} = \frac{10\,485.01\,W}{0.90} = 11\,650.01\,W \langle \rangle 15.62\,HP$$

Entonces se puede elegir una bomba haciendo uso de catálogos de fabricantes como este:

Frame Size	Displacement		Pressure Rating (Maximum)				Maximum Speed Rating at 0 bar (0 psig) inlet	Outlet Flow at 1800 r/min 210 bar (3000 psi)		Input Power at 1800 r/min 210 bar (3000 psi)	
			Continuous		Peak ■			l/min	(USgpm)	kW	(hp)
	cm ³ /r	(in ³ /r)	bar	(psi)	bar	(psi)	r/min				
25	10	(0.62)	293	(4250)	310	(4500)	1800	14,3	(3.8)	6,6	(8.9)
	16	(0.98)	293	(4250)	310	(4500)	1800	24,9	(6.6)	10,4	(14.0)
	20	(1.23)	293	(4250)	310	(4500)	1800	32,7	(8.6)	13,1	(17.6)
	25	(1.58)	293	(4250)	310	(4500)	1800	42,7	(11.3)	16,8	(22.6)
	32	(1.96)	293	(4250)	310	(4500)	1800	53,3	(14.1)	20,9	(28.1)
	40	(2.44)	293	(4250)	310	(4500)	1800	61,6	(15.9)	25,8	(34.4)
	45	(2.75)	293	(4250)	310	(4500)	1800	71,0	(18.3)	29,1	(38.8)
	50	(3.05)	293	(4250)	310	(4500)	1800	80,0	(20.6)	32,2	(43.0)
	63	(3.84)	293	(4250)	310	(4500)	1800	103,9	(26.8)	40,6	(54.1)
	71	(4.33)	293	(4250)	310	(4500)	1800	118,7	(30.6)	45,8	(61.0)
	80	(4.88)	293	(4250)	310	(4500)	1800	136,1	(35.1)	51,6	(68.8)
	90	(5.49)	262	(3800)	276	(4000)	1800	153,9	(40.65)	71,9	(96.5)
35	90	(5.49)	262	(3800)	276	(4000)	1800	149,7	(38.6)	58,7	(78.3)
	100	(6.10)	262	(3800)	276	(4000)	1800	168,1	(43.4)	65,2	(87.0)
	112	(6.83)	262	(3800)	276	(4000)	1800	190,1	(49.1)	73,0	(97.4)
	125	(7.63)	262	(3800)	276	(4000)	1800	214,3	(55.3)	81,6	(108.8)
	135	(8.24)	262	(3800)	276	(4000)	1800	233,9	(60.4)	88,1	(117.5)
	140	(8.47)	220	(3200)	241	(3500)	1800	240,0	(63.42)	92,8	(124.4)
	158	(9.64)	220	(3200)	241	(3500)	1800	272,6	(72.02)	109,7	(147.1)

Tabla N° 4. 14: Características de bomba oleo hidráulica. (EATON Vickers, 2 009)

Para la bomba tamaño 25, se analiza su curva de trabajo y se establece los requerimientos de un caudal de 31,40L/min y una presión de 200 bar.

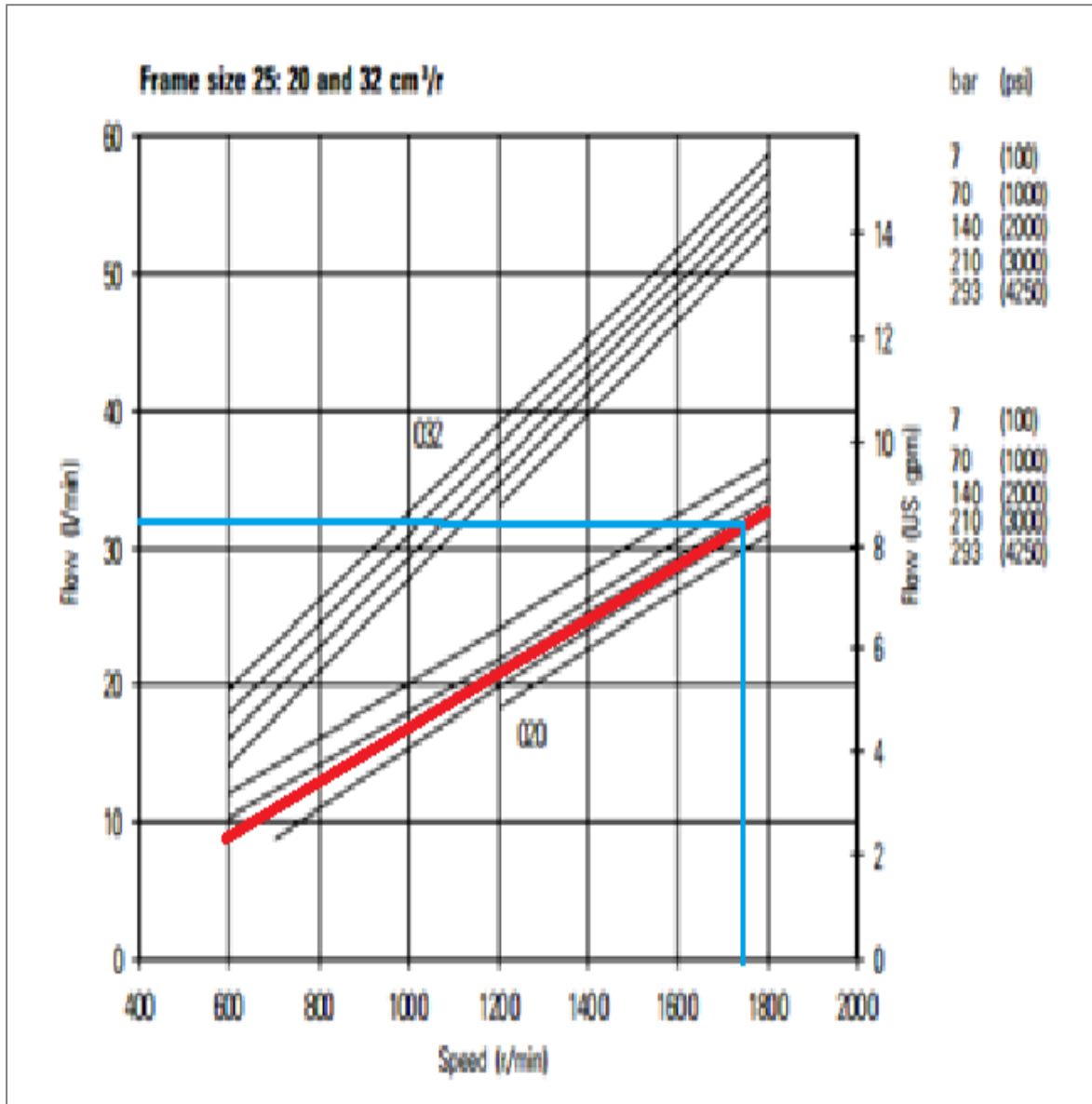


Figura N° 4. 42: Caudal Vs RPM. (EATON Vickers, 2 009)

Se determinó que la rotación del eje de la bomba debe ser 1750 RPM, el manual de Vickers muestra algunas características constructivas de la bomba:

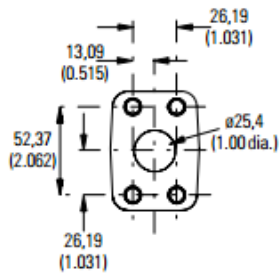
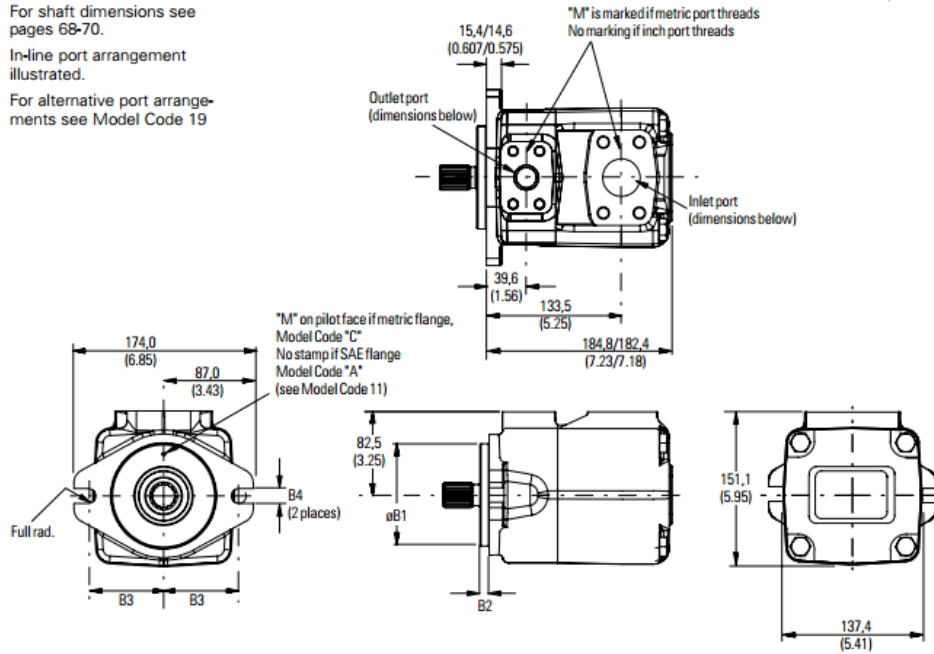
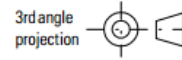
VMQ1 25 Single Pumps

Installation Dimensions
in mm (in)

For shaft dimensions see
pages 68-70.

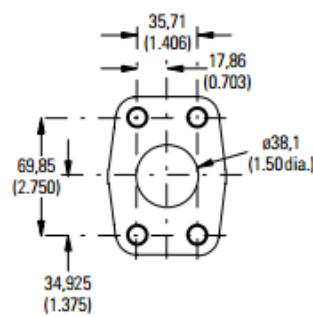
In-line port arrangement
illustrated.

For alternative port arrange-
ments see Model Code 19



Outlet port

Code A: SAE J518 4-bolt flange
Code B: ISO 6162 4-bolt flange
Threads:
Code A: 3/4"-16UNC-2B, 22,0(0.87)min. depth
Code B: M10x 1.5, 17,0(0.67)min. depth



Inlet port

Code A: SAE J518 4-bolt flange
Code B: ISO 6162 4-bolt flange
Threads:
Code A: 1/2"-13UNC-2B, 27,0(1.06)min. depth
Code B: M12x 1.75, 19,5(0.77)min. depth

Model Code 11	Flange Type	$\phi B1$	B2	B3	B4
A	SAE 101-2	101,55/101,6 (3.998/4.000)	9,19/9,70 0.362/0.382)	73,00 (2.874)	14,17/14,55 (0.558/0.573)
C	ISO 3019/2 100A2HW	99,946/100,0 (3.935/3.937)	9,00/9,50 (0.354/0.374)	70,00 (2.756)	14,00/14,27 (0.551/0.562)

Figura N° 4. 43: Dimensiones de bomba elegida. (EATON Vickers, 2 009)

4.2.4. Dimensionamiento y Análisis del Depósito

Para determinar el tamaño del depósito se hace uso de las recomendaciones que plantea el manual de Vickers, donde el tamaño del depósito debe estar entre 2 y 3 veces el caudal expresado en litros por minutos:

$$Q \times (2) \leq \text{Tamaño del depósito} \leq Q \times (3)$$

(Ec. 4. 17)

Dónde:

- $Q = \text{caudal (L/min)}$

Para el caso del caudal: $Q = 5,234 \times \frac{10^{-4}m^3}{s} \langle \rangle 31,40L/min$

$$31,40L \times (2) \leq \text{Tamaño del depósito} \leq 31,40L \times (3)$$

$$62,81L \leq \text{Tamaño del depósito} \leq 94,21L$$

Observación: Existen varios tipos de depósitos normalizados: los JIC, el tipo L, en este caso se ha efectuado el diseño en base a un depósito en forma de L.

Según la figura N° 4.37 se identifican las partes siguientes:

- Base (1)
- Tanque 0,4 m x 0,4m x 0,5 m = 80L. (2)
- Tapa (3)
- Mira de nivel (4)
- Drenaje (5)
- Ingreso de fluido (6)

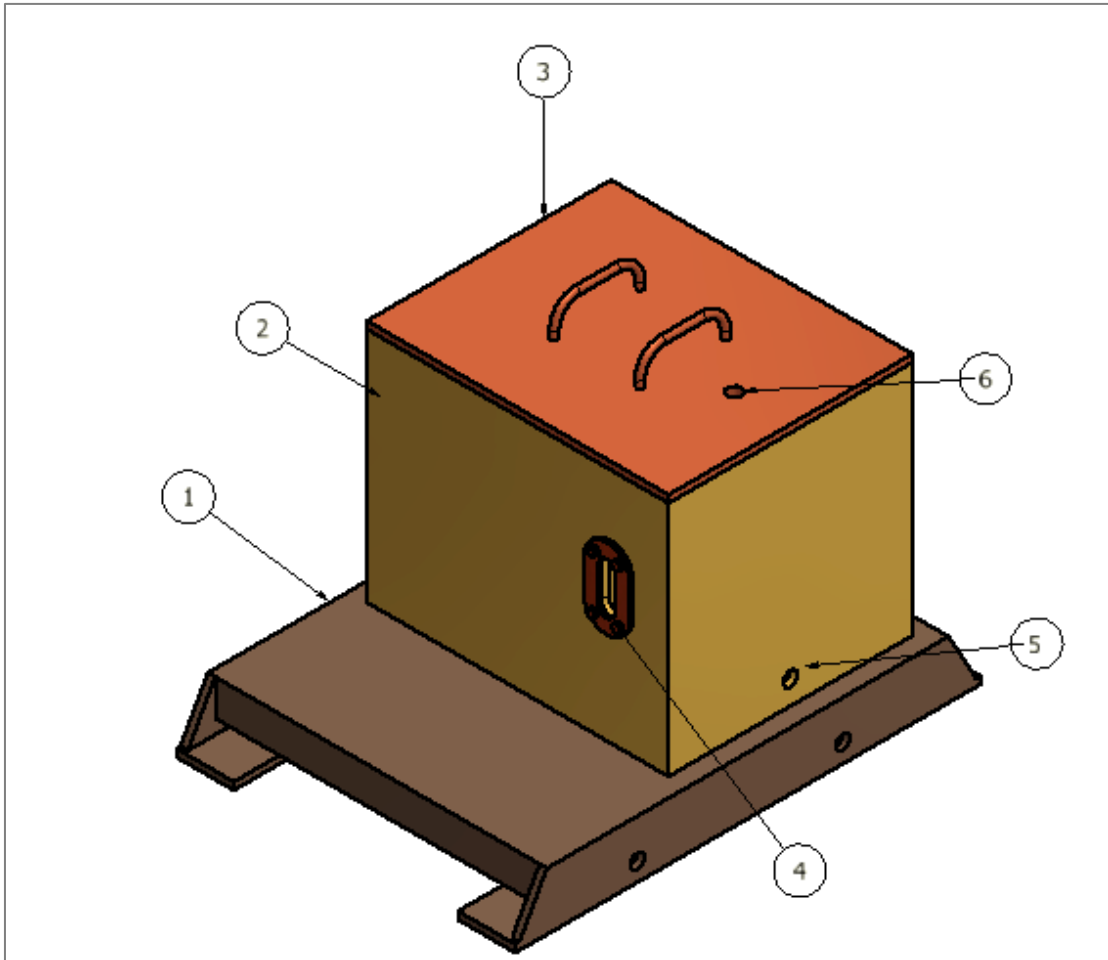


Figura N° 4. 44: Tanque para fluido oleohidráulico, (Elaboración propia, 2 017)

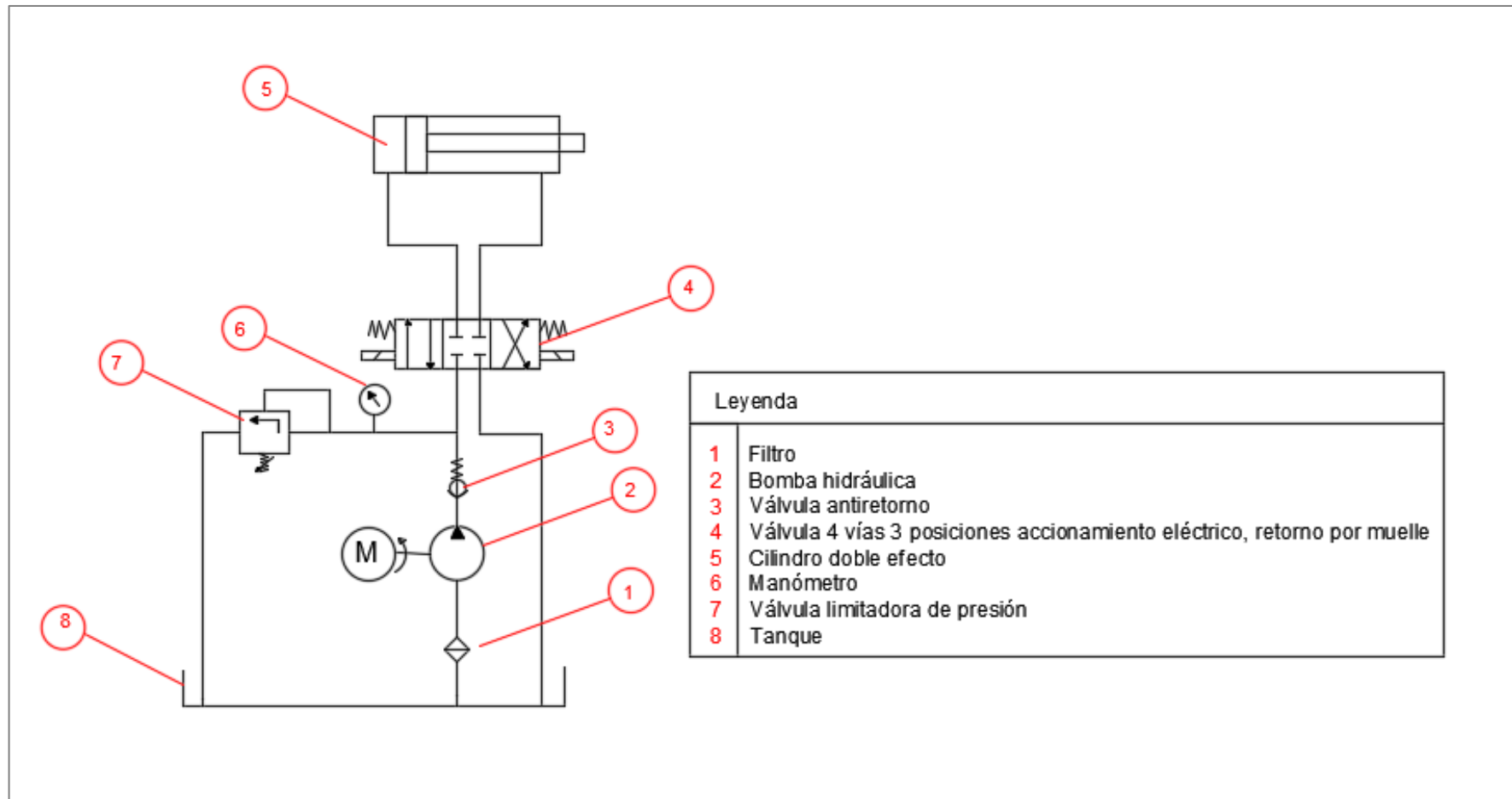


Figura N° 4. 45: Esquema de sistema hidráulico de prensa. (Elaboración propia, 2017)

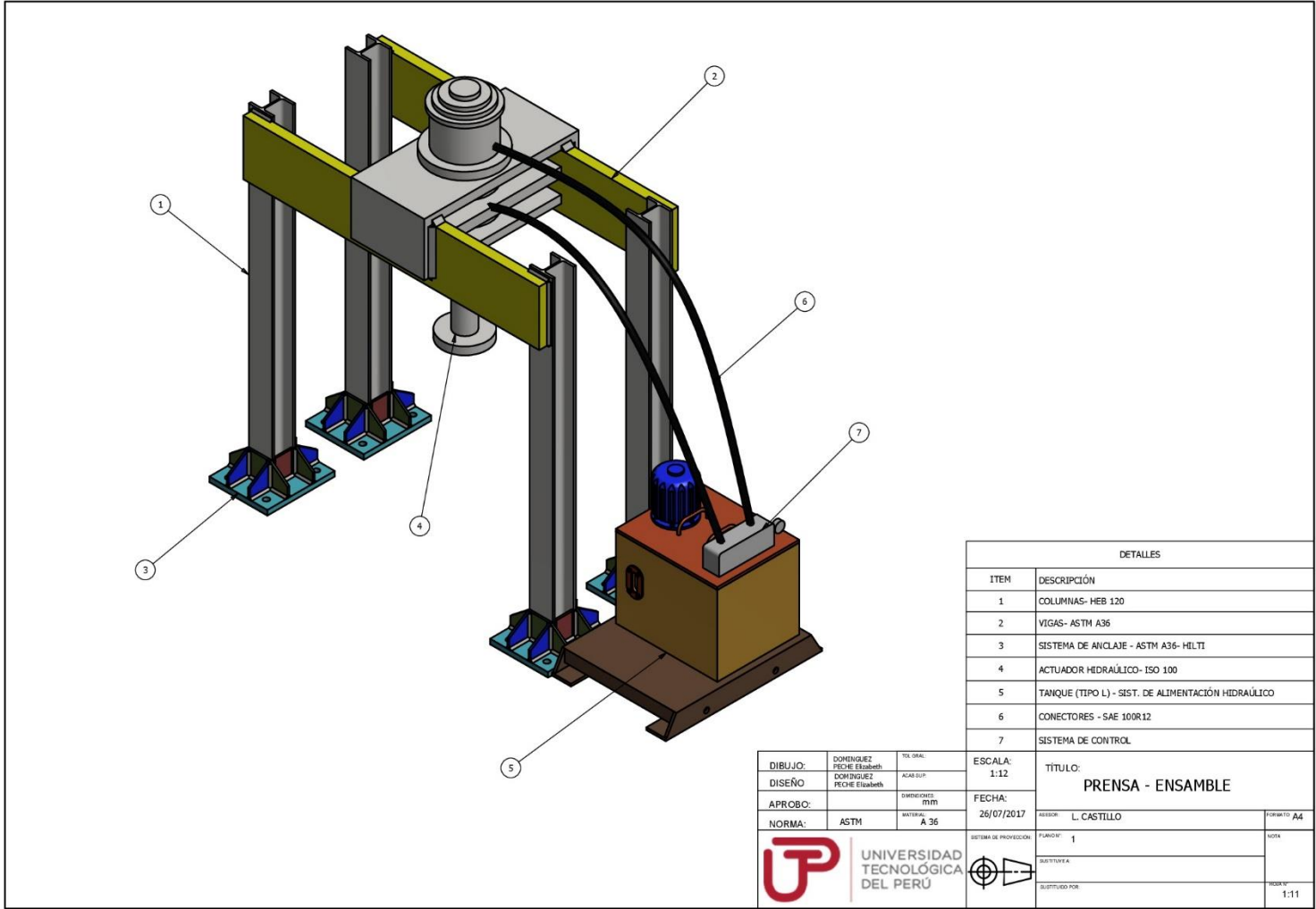


Figura N° 4. 46: Esquema de Prensa. (Elaboración propia,2 017)

CAPÍTULO 5:
PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo se muestran los resultados del dimensionamiento calculados en el capítulo anterior, considerando su disposición en el mercado.

5.1. Columnas

En el punto 4.1.2 se realizó el análisis de la columna que conformaría la prensa basándose en los esfuerzos normales a los que será sometido, en la tabla N° 4.6 se mostraron algunas opciones a ser consideradas de las cuales resultaron cumplir las condiciones:

Opción	Tipo de Perfil	C(mm)	Dimensiones (mm)	Espesor (mm)	Área (cm ²)	I (cm ⁴)	S (cm ³)	Radio (cm)	σ (comb max) (Pa)
B	HEB 120	250,00	120,00	6,5-11	68,00	44 228,00	1 426,71	25,50	80,42 x10 ⁶
D	HEB 120	300,00	120,00	6,5-11	68,00	62 928,00	1 748,00	30,42	70,94 x10 ⁶

Tabla N° 5. 1: Datos de perfiles HEB 120 que cumplen las condiciones (Elaboración propia, 2 017)

El perfil utilizado será HEB 120, y la distancia entre los perfiles es un dato según el cálculo previamente realizado (punto 4.1.2) realizado no afectará la elección del mismo por lo que se toma la decisión para continuar con el análisis de elegir la opción B. Las características del suministro son:

Columnas	
Cantidad	4
Longitud	1,5 m
Denominación comercial	Perfil HEB 120
Material	ASTM A36/A36M – 14

Tabla N° 5. 2: Características de las Columnas. (Elaboración propia, 2 017)

Los perfiles HEB 120 presentan la siguiente sección transversal:

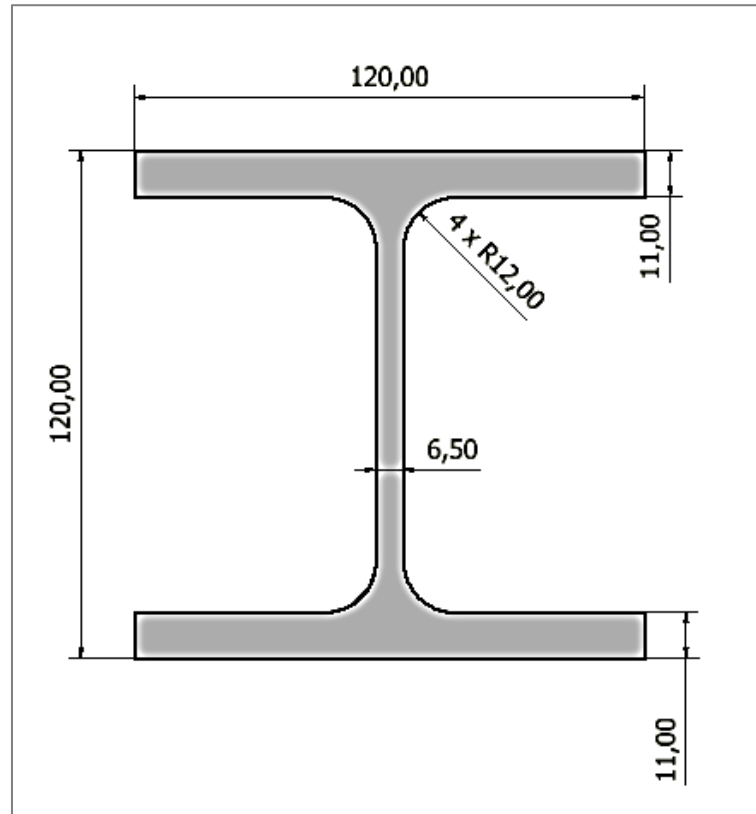


Figura N° 5. 1: Sección transversal de la columna. (Elaboración propia, 2 017)

5.2. Viga

La viga se ha calculado en la sección 4.1.1. En dicho punto se ha mostrado la necesidad repartir entre las dos las 40 toneladas a las que va a ser sometida durante el trabajo, se ha podido elegir un perfil determinado pero las planchas geoméricamente permiten dejar un espacio más adecuado para alojar el cilindro hidráulico, que será el actuador. Por otra parte se evaluaron 3 espesores de plancha distintos, se elige la opción intermedia para otorgarle el sistema menor peso pero también para desarrollar un cordón de soldadura con las dimensiones requeridas en la unión.

Vigas	
Cantidad	2
Dimensiones	285mm x 1 535,6 mm
Denominación comercial	Plancha estructural de 50 mm
Material	ASTM A36/A36M – 14

Tabla N° 5. 3: Características de las Vigas. (Elaboración propia, 2016)

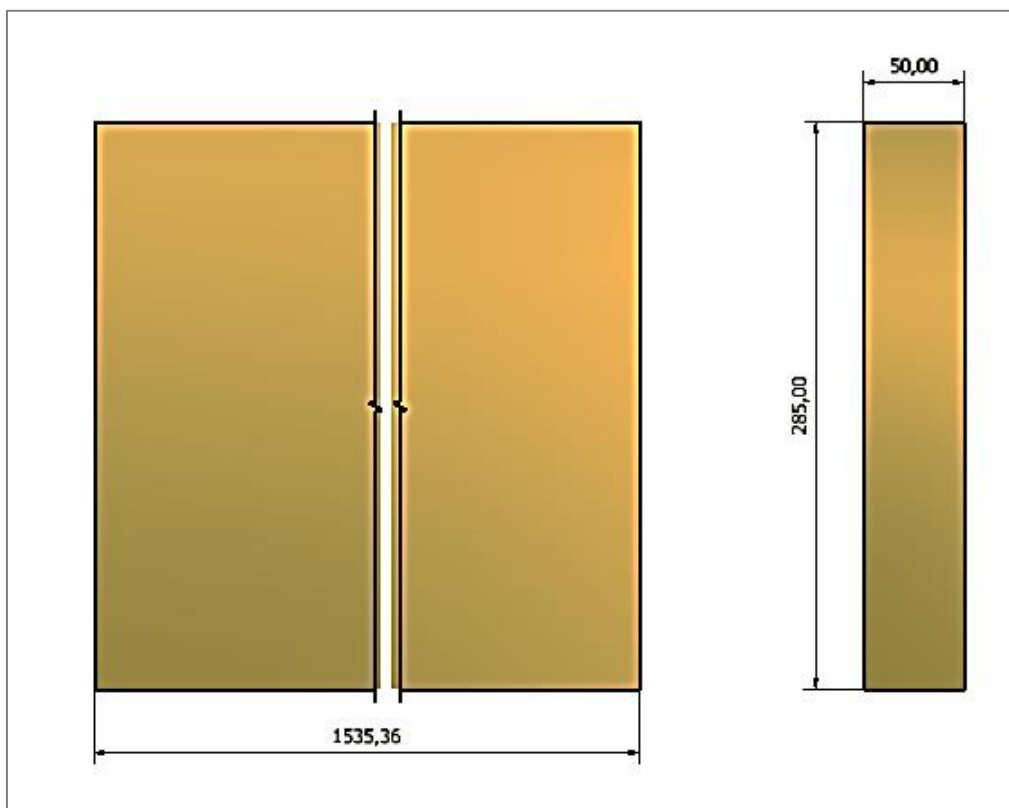


Figura N° 5. 2: Diagramación de la viga elegida. (Elaboración propia, 2 017)

5.3. Elementos para Anclaje

Para elegir el sistema de anclaje se seleccionó un sistema comercial para superar largamente las cargas aplicadas. El catálogo de HILTI permite seleccionar de acuerdo a las prestaciones requeridas.

Las características del sistema seleccionado son:

Vigas	
Cantidad	16 unidades (4 en cada anclaje)
Denominación comercial	Pernos HILTI HSL 3 M20
Diámetro de arandela	45 mm (dw)
Longitud de anclaje	213 mm (l)
Espesor mínimo de concreto	250mm (hmin)
Empotramiento mínimo efectivo	125mm (h ef)
Diámetro de la perforación del elemento	31 mm (dn)
Profundidad de perforación	155mm (ho)
Máximo espesor de la parte sujeta	30 mm (t fix)
Diámetro nominal de rosca	28 mm (d bit)

Tabla N° 5. 4: Características del sistema HILTI. (HILTI, 2 015)

Dichas características son mostradas en el siguiente gráfico:

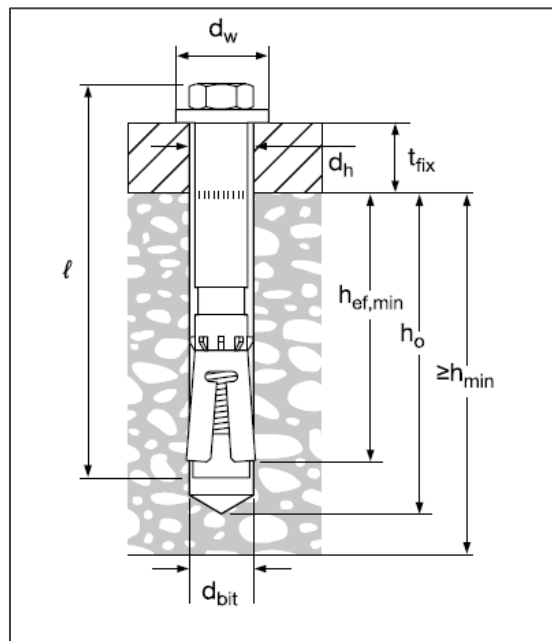


Figura N° 5. 3: Diagrama de anclaje. (HILTI, 2 015)

Como se muestra en la figura anterior, el sistema de anclaje requiere una plancha de espesor máximo 30mm por lo que se elige una plancha de 25 mm que se puede encontrar en el mercado.

Las dimensiones de las planchas que requiere el sistema HILTI son:

Plancha apoyo HILTI	
Cantidad	4
Dimensiones	25mm x 300mm x 350 mm
Denominación comercial	Plancha estructural
Material	ASTM A36/A36M – 14

Tabla N° 5. 5: Características de las planchas requeridas para HILTI. (Elaboración propia, 2 017)

El sistema de anclaje requiere además del sistema HILTI, planchas estructurales de 10 mm, el corte de las mismas se muestran en la figura siguiente donde se aprecia la distribución de las partes en una planchas de suministro comercial con 1 200 mm de ancho.

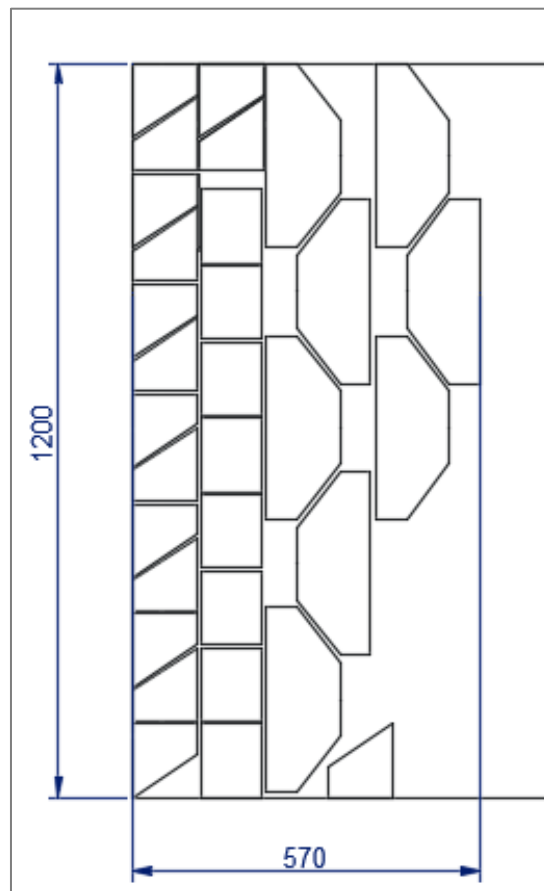


Figura N° 5. 4: Distribución de planchas para el sistema de anclaje. (Elaboración propia, 2 017)

Las características del suministro de las planchas estructurales son:

Planchas para anclaje	
Cantidad	1
Dimensiones	10mm x 1 200mm x 570 mm
Denominación comercial	Plancha estructural
Material	ASTM A36/A36M – 14

Tabla N° 5. 6: Características de las planchas para anclaje. (Elaboración propia, 2 017)

5.4. Cilindro Hidráulico

Dados los cálculos realizados en el capítulo anterior se determinó que el cilindro hidráulico estaría constituido por una barra perforada con las siguientes características:

Cilindro hidráulico	
Cantidad	1 unidad
Longitud	650 mm
Denominación	DIN 20 Mn V 6
Denominación comercial	Boehler BP 280
Diámetro interior	200 mm
Diámetro exterior	360mm

Tabla N° 5. 7: Características de las planchas para anclaje. (Elaboración propia, 2 017)

En el siguiente gráfico se aprecia la barra perforada con la cual se construirá el cilindro hidráulico.

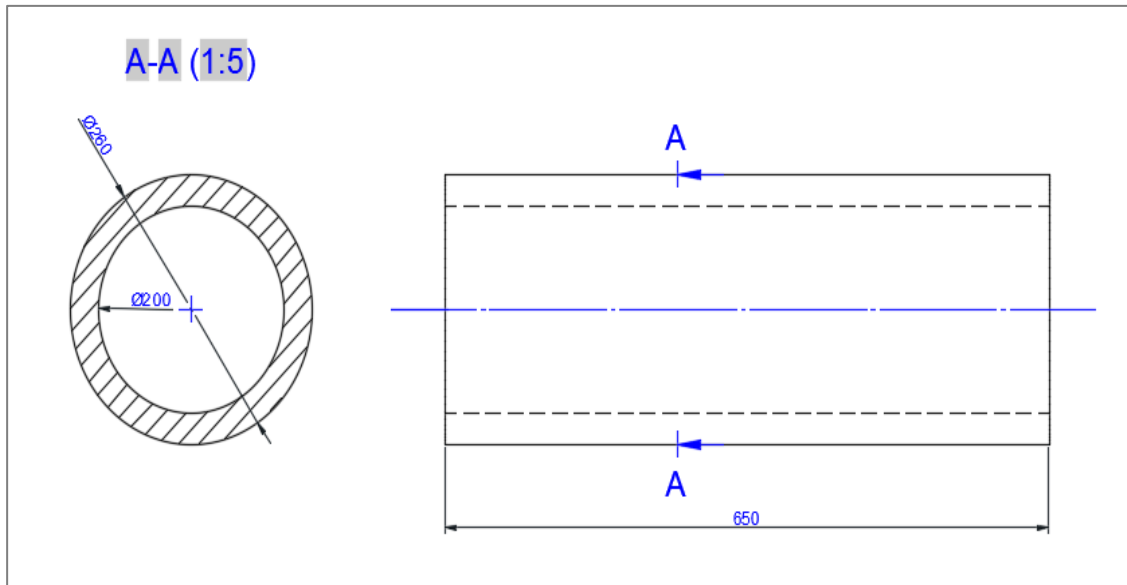


Figura N° 5. 5: Cilindro hidráulico (Elaboración propia, 2 017)

5.5. Pistón Hidráulico

El pistón hidráulico dada su función es típicamente cromado. Las características son mostradas en la siguiente tabla:

Pistón hidráulico	
Cantidad	1 unidad
Longitud	650 mm
Denominación	
Denominación comercial	Acero bonificado. (Boehler VCL)
Diámetro	200 mm

Tabla N° 5. 8: Características del pistón hidráulico. (Elaboración propia, 2 017)

5.6. Bomba Hidráulica

Las características de la bomba hidráulica de engranajes seleccionada en el capítulo anterior son:

Bomba hidráulica	
Cantidad	1 unidad
Potencia Nominal	17,6 Hp
Denominación	Bomba hidráulica de engranajes size 25
Velocidad Nominal	1800RPM
Dimensiones externas	174 mm x 185,4 mm x 165 mm

Tabla N° 5. 9: Características del pistón hidráulico. (Elaboración propia, 2 017)

La bomba hidráulica que alimentará el sistema debe tener *15,62 HP* para cumplir con las exigencias del sistema sin embargo cuando se realizó la elección y en consecuencia se ha evaluado los costos se ha considerado una bomba con una capacidad comercial (superior al necesario).

5.7. Conexiones Hidráulicas

Las conexiones hidráulicas serán mangueras adecuadas para soportar la presión requerida y sus características se detallan en la siguiente tabla:

Conexiones hidráulicas	
Cantidad	3 m
Denominación	SAE 100R12
Diámetro interior	12,70 mm
Diámetro exterior	23.50±1.20 mm
Presión de trabajo	276 Bar
Presión de prueba	441 Bar
Presión de ruptura	1103 Bar

Tabla N° 5. 10: Características de las conexiones hidráulicas. (Elaboración propia, 2 017)

5.8. Tanque Hidráulico

El tanque tiene las siguientes características:

Tanque	
Tipo de tanque	L
Dimensiones	Tanque 0,4 mx0,4m x0,5 m
Partes a considerar	Base, tapa, mira de nivel, drenaje, Ingreso de fluido.

Tabla N° 5. 11: Características del tanque hidráulico. (Elaboración propia, 2 017)

5.9. Otros Accesorios Hidráulicos

Existen otros elementos que formarán parte del sistema hidráulico:

- a) Una (01) válvula limitadora de presión
- b) Una (01) válvula antiretorno
- c) Una (01) válvula 4 vías 3 posiciones
- d) Un (01) filtro
- e) Un (01) manómetro

5.10. El Fluido Recomendado

El aceite hidráulico anti desgaste (AW) ISO VG68 ha sido desarrollado para ser usado en sistemas de control y transmisión de potencia hidráulica, además proteger contra el desgaste provocado por la fricción.

Es un fluido en base a aceites con alto grado de refinación con un paquete de aditivos: anti desgaste, antioxidantes, anticorrosivas, antiespumantes y de liberación del aire atrapado.

Especificaciones

El grado de viscosidad ISO VG 68 satisface los requerimientos de los sistemas hidráulicos industriales y de los equipos móviles de las principales especificaciones y fabricantes de equipos:

- Denison HF-0, HF-1, HF-2
- Cincinnati-Machine P-69 (ISO VG 68)
- Parker Hannifin France HF-0 US Steel 127 y 136 Eaton Vickers I-286-S y M-2950S
- Bosch Rexroth General Motors LH-03-1, LH-04-1, LH-06-1, LS-2
- ASTM D 6158 (Tipo HM) , DIN 51524 Part 2 (HLP), ISO 11158 (Tipo HM)

	Método	Valores
Apariencia a temperatura ambiente	Visual	Brillante
Color ASTM	1 500	2,5
Viscosidad Cinemática 40°C mm ² /s (cSt)	445	68
Viscosidad Cinemática 100°C mm ² /s (cSt)	445	8,49394
Índice de viscosidad	2 270	94
Densidad 15.6°C, Kg/L	1 298	0,8933
Punto de Inflamación °C	92	220
Punto de Escurrimiento °C	97	-9
Número de Acidez (AN), mg KOH/g	974	0,3
Características Espumantes, ml/ml	892	
Secuencia I		0/0
Secuencia II		20/0
Secuencia III		0/0
Corrosión de Lámina de cobre 3horas, 100°C	130	1 ^a
Características preventivas a la herrumbre	665 A&B	Aprobado

Tabla N° 5. 12: Características del fluido hidráulico - Valores indicados promedios. (ASTM E 203 y ASTM D96, 2 017)

CAPÍTULO 6:

COSTOS

6.1. Estructural

Dados los resultados presentados en el capítulo 5 se consideran los siguientes costos en la fabricación de la estructura:

Item	Descripción	Cantidad	Unidad	Peso (kg)	Costo Unitario (S/.)	Costo Item(S/.)
1	Perfil HEB 120	6 650	mm	177,56	10	1 775,60
2	Plancha estructural A36 (espesor: 20 mm) 300mm x 350 mm (*)	4	unid	65,94	10	659,40
3	Plancha estructural A36 (*) (espesor: 10 mm) 1200mm x 570 mm	1	unid	53,69	10	536,90
4	Plancha estructural A36 (*) (espesor: 50 mm) 285mm x 1536 mm	2	unid	343,64	10	3 436,40
5	Sistema de anclaje Hilti HS (**)	16	unid			850,00
6	Electrodos Soldadura (***)	-		2,00	21	42,00
Siete mil trescientos y 00/100 soles					TOTAL S/.	7 300, 30

Tabla N° 6. 1: Costos de la estructura de la prensa diseñada. (Elaboración propia, 2017)

(*) Precios referenciales por Kg de Aceros La Atarjea SRL

(**) Información HILTI

(***) Precios referenciales Aceros Boehler del Perú SA

Datos adicionales:

- Densidad acero A36= 7850 kg/m³

6.2. Sistema Hidráulico

Dados los resultados presentados en el capítulo 5 se consideran los siguientes costos en la fabricación del sistema hidráulico:

Item	Descripción	Cantidad	Unidades	Costo Unitario (S/.)	Costo (S/.)
1	Actuador Barra perforada Eje cromado Barra solida (*)	1	unid	4 500,00	4 500,00
2	Válvula antirretorno (**)	1	unid	152,00	152,00
3	Conexiones	6	m	100,00	100,00
4	Acople 19/24 (para la transmisión) (**)	1	unid	140,00	140,00
5	Manómetro Tecsis 0 a 250 bar (**)	1	unid	68,00	68,00
6	Bomba (**)	1	unid	815,00	815,00
7	Tanque, tapa y empaque	1	unid	500,00	500,00
8	Bloque de válvulas (incluye limitadora de presión y válvula manual) (**)	1	unid	1 000,00	1 000,00
9	Adicionales por instalación anclaje, etc.				2 000,00
Nueve mil doscientos setenta y cinco y 00/ 100 soles				Total S/.	9 275,00

Tabla N° 6. 2: Costos del sistema hidráulico de la prensa diseñada. (Elaboración propia, 2017)

(*) Precios referenciales Tornería Dominguez

(**) Precios referenciales Brammertz Ingenieros

El diseño propuesto es distinto a lo que comúnmente se encuentra en el mercado, es por ello que sus ventajas no pueden ser evaluadas solamente por el tema económico, sino

valorar las ventajas de la naturaleza genérica de su estructura que permite ser adaptada a distintas operaciones.

En la siguiente tabla se muestra distintos tipos de prensas y sus respectivos precios en el mercado:

Capacidad (TM)	Otras características	Empresa	Precio (\$)	Precio (S/.)
40	Prensa hidráulica de cuatro columnas – carrera 750mm- modelo YST32-40 – procedencia China (*)	Nantong Super Machinery Co.	10 000,00	32 710,00
40	Prensa en C excéntrica - mecánica de perforación OBI – procedencia China (*)	Store: Anhui Laifu NC Machine Tool Co.	11 894,74	38 907,69
40	Prensa hidráulica tipo H - con polipasto. 1950 x 10 30mm- peso aprox. 190 kg.- Procedencia España (*)	GME	1 050,00	3 434,55

Tabla N° 6. 3: Costos del sistema hidráulico de la prensa diseñada. (Elaboración propia, 2017)

(*) Precios en Web de la Marca

Observación:

Datos del precio y tipo de cambio al 04 de junio del 2017 - T.C = 3,273 (Sunat, 2 017)

Frente a una propuesta de con un costo de S/. 16 575,30 puede aplicarse un margen de utilidad antes de impuestos de 20%, con un precio de venta S/. 19 890,00 más impuestos. Frente a una prensa tipo H puede tener un precio elevado pero frente a una prensa de 4 columnas o una tipo C, el precio es mucho menor.

Es importante notar además que la propuesta requiere otros accesorios para ser utilizada según la aplicación final por lo que el costo puede aumentar un 10 %.

CONCLUSIONES

1. Se ha identificado los elementos que caracterizan a una prensa hidráulica versátil de 40 toneladas que incluyen a nivel estructural: vigas, columnas, sistema de anclaje y uniones rígidas y a nivel hidráulico: actuador (cilindro hidráulico), conectores, bomba hidráulica, tanque hidráulico, válvulas y manómetro.
2. Se ha determinado las características de la estructura de la prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad: cuatro columnas de sección: HEB 120 con longitud de 1,50 m, dos vigas de sección: 50 mm x 285 mm con longitud de 1 535,6 mm, dieciséis unidades de anclaje HILTI HSL 3 M20 y uniones rígidas soldadas con electrodos E6011 <> ISO E 43 2 C 16. Estas características se han determinado con la aplicación de la teoría de resistencia de materiales; los software de análisis estructural: RISA 2D y Workbench – ANSYS y los software de dibujo: AutoCAD e Inventor.
3. Se ha determinado las características del sistema hidráulico: 198,36 Bar de presión y $5,234 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ de caudal que requieren: un cilindro hidráulico de diámetro interior 200 mm y diámetro exterior 260 mm, un tanque de 0,40 m x 0,40m x 0,5m, conectores - manguera SAE 100R12 y una bomba de 17,6 HP que cumplen con las condiciones de suministrar 40 toneladas.
4. Por lo descrito anteriormente, el diseño propuesto de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica, tiene como principal ventaja la versatilidad, ya que puede ser empleada en la industria automotriz, metalmecánica, de reciclaje, entre otras.

5. Todas sus características de la prensa propuesta pueden determinarse a partir de la capacidad, en este caso 40 toneladas.

SUGERENCIAS Y RECOMENDACIONES

1. Se recomienda continuar con las investigaciones para el diseño de prensas hidráulicas a nivel eléctrico o electrónico para su automatización
2. Se recomienda la aplicación del diseño en la industria automotriz, metalmecánica y de reciclaje.
3. Se sugiere en posteriores trabajos realizar el dimensionamiento de accesorios de sujeción adecuados para la prensa según su uso, como moldes para deformación, cámaras de compactación para el reciclaje del Tereftalato de polietileno (PET) y cartón o mesas de sujeción para la industria metalmecánica, entre otros.
4. La función de bancada es cumplida por la tierra a través de un anclaje capaz de soportar las cargas a las que será expuesto el sistema. La prensa diseñada es de naturaleza genérica, ya que los usos dentro de la deformación plástica son diversos, y serán los accesorios que acabaran con definir los procesos específicos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- American Machine Tools Co (2 012) *Prensas Hidráulicas* (consulta: 30 de julio del 2 017) (http://www.americanmachinetools.com/prensa_hidraulica.htm)
- AC Hydraulic (2 017) *Prensas Hidráulicas* (consulta: 30 de julio del 2 017) (<http://www.ac-hydraulic.dk>)
- AHMSA (2 016) *El Manual de Diseño para la Construcción con Acero* (consulta: 20 de agosto del 2 016) (www.ahmsa.com)
- ALIBABA (2 017) *Hydraulic Press Machinery of Four Column 40 Tons Press* (consulta: 3 de marzo del 2017) (https://www.alibaba.com/product-detail/Good-Price-Power-Hydraulic-Press-Machinery_60372866603.html?s=p)
- ALIEXPRESS (2 017) 40 Ton Punch Press (consulta: 3 de marzo del 2 017) (<https://www.aliexpress.com/item/40-Tons-OBI-Punch-Press/361533398.html?spm=2114.40010208.4.34.6MmtnF>)
- ALVA DÁVILA, Fortunato (2 014) *Diseño de Elementos de Máquinas I*. Lima: Biblioteca Nacional Del Perú.
- ÁLVAREZ VALADEZ, Octavio y CHÁZARO ROSARIO, Carlos (2 016) *El Acero Hoy*. Mexico DF: IMCA
- AMERICAN MACHINE TOOLS CORP (2 016). *Catálogo de Prensas* (consulta: 10 de noviembre del 2 016) (http://www.americanmachinetools.com/prensa_hidraulica.htm)

- APOLINARIO JULCA, Joel Angel (2 015) *Diseño de una Prensa Hidráulica de 100 Toneladas para el Conformado de Calaminas de Fibrocemento de 1,2X0,5m*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- ARATEC Ingeniería (2 014). *Cálculo Mecánico de Uniones Soldadas* (consulta: 28 de julio del 2 016) (www.aratec-ingenieria.com)
- AVILA BARAY, Héctor Luis (2 006) *Introducción a la Metodología de la Investigación*. México D. F: Instituto Tecnológico de Cd. Cuauhtémoc.
- BAÑON BLÁZQUEZ, Luis (2 010) *Diseño de Vigas*. Alicante: Universidad de Alicante.
- BARBA MUÑOZ, Luis Fernando y REYES TERAN, Omar (2 011) *Cálculo y Diseño de Prensa Hidráulica Tipo C con capacidad de 20 toneladas*. México D.F: Instituto Politécnico Nacional.
- BEER, Ferdinand; JHONSTON, E. Russell; DEWOLF, John T y MAZUREK, David F (2 009) *Mecánica de Materiales*. México DF: Mc Graw Hill / Interamericana Editores.
- BESCO (2 016) *Catálogo* (consulta: 10 de enero del 2 017) (http://es.made-in-china.com/co_bescomt/product_3-in-1-Power-Press-Mechanical-Feeder-Hydraulic-Press-Feeding-Machine-Press-Punch-Feeder_egygeyyrg.html)
- CARRILLO, Francisco (1 983) *Cómo Hacer La Tesis y el Trabajo de Investigación Universitario*. Lima: Editorial Horizonte.
- CASTILLO GANDICA, Argimiro (2 016). *Predimensionamiento de Vigas y Viguetas* (consulta: 3 de diciembre del 2 016) (http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/argicast/materias/materia2/CLASE_VIGAS.html)
- CYPE ingenieros (2 015) *Generador de Precios* (consulta: 15 diciembre del 2 016)

(http://www.peru.generadordeprecios.info/obra_nueva/Estructuras/Acero/Vigas/Acero_en_vigas.html)

- COMITÉ ACI 318 (2 005) *Requisitos de Reglamento para Concreto Estructural* (ACI 318S-05) y Comentario (ACI 318SR-05). Michigan: American Concrete Institute.
- CORREA (2 016) *Catálogo* (consulta: 10 de enero del 2 017) (<http://www.correa.es/es/>)
- DE KONNINCK, J & GUTTER, D (1 964) *Manual Técnico Matricero*. Madrid: José Montesó Editor.
- DIRECT INDUSTRY (2 016) *Catálogo Mecamaq* (consulta: 09 de diciembre del 2 016) (<http://www.directindustry.es/prod/mecamaq/product-57501-419549.html>)
- Dumont (2 017) *Maquinaria para la industria del Caucho* (consulta: 09 de julio del 2 017) (<http://dumont.cl>)
- EATON Vickers (2 009) *Fixed Displacement Industrial and Mobile Applications*. Minnesota: Eaton Corporation.
- Edipesa (2 017) *Catálogo Prensas Hidráulicas* (consulta: 09 de julio del 2 017) (<http://www.edipesa.com.pe/tienda/metalmec%C3%A1nica/prensas/prensa-hidraulica-electrica-rexon-detalle>)
- Escuela de Ingeniería de Antioquia (2 016) *Fluidos Hidráulicos Modernos* (consulta: 20 de agosto del 2 016) (http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/conceptosbasicosmfluidos/fluidos_hidr%C3%A1ulicos/Internas/fluidos.htm)
- ESTEVES, Albert (2 003) *La Larga historia del Prensado de Metales* (consulta: 20 de junio del 2016) (<https://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/10544-La-larga-historia-del-prensado-de-metales.html>)

- FAIRES, V. M (1 995) *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Editorial Limusa.
- GAMARRA CHINCHAY, Hugo Eliseo (1 993). *Diseño De Una Prensa Hidráulica De 50 TM De Capacidad Con Movimiento Transversal Y Longitudinal Del Cabezal Para Procesos De Enderezado*. Lima: Universidad Nacional de Ingeniería.
- GRAINGER (2 014) *Catálogo* (consulta: 01 de enero del 2 017) (<https://espanol.grainger.com/product/WESTWARD-6-Ductile-Iron-Mechanic-s-4YP38>)
- GRUPO OCEANO (1 998) *Física y Química*. Barcelona: Océano Grupo Editorial SA.
- GUARDIOLA VÍLLORA, Arianna (2 016) Universidad Politécnica de Valencia. *Criterios para el Dimensionado de las Uniones Soldadas en Estructuras de Acero en Edificación* (consulta: 10 de agosto del 2 016) (<https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/7816/calculo-uniones-soldadas.pdf>)
- HIBBELER, Russell C (2 012) *Análisis Estructural*. México DF: Pearson Educación.
- HIDRÁULICA CALVET (2 017) *Bombas hidráulicas* (consulta: 20 de enero del 2 017) (<http://www.hidraulicacalvet.com/bombas.html>)
- HILTI (2015) *Manual Técnico de Anclajes*. USA: Hilti
- HUAPAYA BAUTISTA, Alejandro (2 012) *Proyecto De Máquinas*. Lima: Universitaria De La Universidad Nacional De Ingeniería.
- Fluidica (2 017) *Prensas Hidráulicas* (consulta: 30 de julio del 2 017) (<http://www.fluidica.com/hidraulicas.html>)

- INEI (2 017) Informe Técnico N° 07 Producción Nacional (consulta: 30 de julio del 2 017) (https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/boletines/07-informe-tecnico-n07_produccion-nacional-julio2017.pdf)
- IGMA (2 016) *Fabrica, Venta y Servicio de Equipo Automotriz*, (consulta: 15 de diciembre del 2 016) (<http://www.igma.mx/Prensas-tipo-H.html>)
- LEONE JAY (2 016) *Tipos de Prensa Hidráulica* (consulta: 18 de febrero del 2 016) (http://www.ehowenespanol.com/tipos-prensas-hidraulicas-lista_319121/)
- LOPEZ VICENTE, José Manuel (1 988) *Mecánica De Taller*. Lima: Enrique Cappelletti J Representaciones Editoriales.
- MARIANO (2 016) *Tecnología de los plásticos* (consulta: 10 de noviembre del 2 016) (<http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.pe/2011/10/moldeo-por-compresion.html>)
- MAANSHAN BAIDE CNC MACHINERY CO (2 016) *Catalogo virtual* (consulta: 19 de febrero del 2 016) (http://es.made-in-china.com/co_lmismachine/image_Pillar-Type-Hydraulic-Press-Machine-Y35-_euyhuyehg_DsLalbTRalqA.html)
- MAQ IMPORT & EXPORT CO (2 016) *Catalogo Virtual MAQ* (consulta: 19 de febrero del 2 016) (disponible: <http://www.maquina.com.cn/Span/HPC-Open-side-C-type-hydraulic-press-126.html>)
- MARTÍNEZ MEDINA (2 011) Joseh Bramah, el Padre de la Prensa Hidráulica (consulta 20 de enero del 2 017) (disponible: <http://www.rtve.es/noticias/20110701/joseph-bramah-padre-prensa-hidraulica/444997.shtml>)
- MC CORMAC, Jack C (2 011) *Análisis de Estructuras Métodos Clásico y Matricial*. EEUU: Alfaomega grupo editor (https://issuu.com/serginho78/docs/analisis_de_estructuras._parte_1)

- MOINA CASTRO, Walter Lenin; NAVARRETE ZAPATA, Renato Fabricio & RODRIGUEZ JUMBO, Mario Efrain (2 007) *Diseño y Construcción de una Prensa Hidráulica para Doblado de Tubería Metálica de Pared Gruesa*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- MOSQUEIRA LOAYZA, Javier Edilberto (1 997). *Diseño Y Selección De Componentes De Una Unidad De Poder Hidráulica Para Accionamiento De Una Prensa Extrusora De 380 Toneladas*. Lima: Universidad Nacional de Ingeniería.
- PATIÑO HUMMEL, Miguel Ángel (2 013). *Diseño Y Construcción De Una Máquina Compactadora Manual De Botellas De Plástico Pet*. Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú.
- PAYAN COBO, Hector Alexander (2 012) *Reingeniería a una Prensa Hidráulica de Construmecam, para Mejorar la Eficiencia de su Producción*. Santiago De Cali: Universidad Autónoma De Occidente.
- PRATXI, Aldabaldetrecu (2 000) *Máquinas y Hombres, Guía Histórica*. Elgoibar: Fundación Museo Máquina Herramienta.
- RODRÍGUEZ GALBARRO, Hermenegildo (2 016) *Ingemecánica , Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia* (consulta: 10 de agosto del 2 016) (<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>)
- ROSHFRANS (2 013) *Hoja de Datos Técnicos División Industrial*. México D.F: Comercial Roshfrans.
- SAHINLER. *Catálogo de Prensas Hidráulicas* (consulta: 20 de enero del 2 017) (<http://www.euomaqindustrias.com/prensa-hidraulica/pdf/prensa-hidraulica-catalogo-completo-sahinler.pdf>)
- SAPIENSMAN (2 016) *Conceptos básicos de mecánica e Hidráulica* (consulta: 10 de octubre del 2 016) (http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9.htm)

- SCHÜTTE, Alfred H (1 913) Catálogo General de Máquinas-Herramientas. Barcelona, Bilbao, Lisboa.
- SERRANO NICOLAS, Antonio (2 002) *Oleohidráulica*. Madrid: Mc Graw Hill Interamericana De España Editores.
- SERWAY, Raymond A y BEICHENER, Robert J (2 002) *Física Para Ciencias E Ingeniería*. México D F: Mc Graw Hill /Interamericana Editores.
- SOHIPREN SA (2 005) *Manual Básico de Oleohidráulica*. Buenos Aires: SOHIPREN.
- SUNAT (2 017) Tipo de Cambio (consulta: 04 de junio del 2017) (<http://www.sunat.gob.pe/cl-at-ittipcam/tcS01Alias>)
- SUPO, José (2 014) *Observación De Datos* (consulta: 09 de noviembre del 2015) (<http://seminariosdeinvestigacion.com/la-observacion-de-datos/>)
- TELOANUNCIO (2 017) *Prensa Hidráulica Manual 40 toneladas* (consulta 4 de marzo del 2 017) (<http://www.teloanuncio.es/prensa-hidraulica-manual-de-40-tm-1685830>)
- UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA (2 010) *Metalografía* (consulta: 11 de octubre del 2 015) (<http://blog.utp.edu.co/metalografia/8-procesos-de-conformado-plastico-de-metales/>)
- UNIVERSIDAD POLITECNICA DE MADRID (2 015) *Conceptos Básicos De Diseño Mecánico* (consulta: 29 de enero del 2 016) (<http://ocw.upm.es/ingenieria-mecanica/especificacion-de-dimensiones-y-tolerancias-gd-t/01-diseno/0101-diseno.pdf>)
- UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DE ATLANTIDA (2 016) *Sistemas Hidráulicos* (consulta: 05 de enero del 2 016) (<http://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>)

- UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID. *Mecánica De Fluidos* (consulta: 17 de diciembre del 2 016) (<http://ocw.upm.es/ingenieria-agroforestal/fisica/contenido/material-de-clase/Tema-7/fluidos.pdf>)
- VALENCIA CORREA, Andrés (2 010) *Publicación - Conformado Plástico De metales*. Pereira: Universidad Tecnológica De Pereira.
- VARGAS ROCHA, José Eloy (1 998) *Sistemas de Potencia Oleohidráulica*. Nuevo León: Universidad Autónoma de Nuevo León.
- VEAS B, Veronica & CHANG LOU, Jing (2 000) *Deformación en Vigas*. Santiago: Universidad de Chile.
- VICKERS (2 008) *Manual de Oleohidráulica Industrial*. Michigan: Vickers Trading Center.
- WIDMAN INTERNATIONAL (2 015) *Tabla de Códigos de Limpieza ISO 4406 para aceites* (consulta: 10 de julio del 2 016) (http://www.widman.biz/Selección/iso_4406.html)

ANEXOS

ANEXO I:

ENTREVISTAS A EXPERTOS

Extracto de Entrevista a: TULLUME CAICEDO, Jorge

CIP: 87876

Ingeniero mecánico colegiado con diplomado en diseño y construcción, experiencia de 16 años en la industria metal mecánica actualmente trabaja para la empresa: Pesquera Centinela.

1.- Podría contarme brevemente sobre su experiencia en el desarrollo de sistemas hidráulicos.

Generalmente trabajamos con bombas, y más que todo diseñamos la capacidad de la bomba, los accesorio, tuberías válvulas, sensores.

2.- En el caso del diseño de una prensa hidráulica cuales consideraría son los parámetros más importantes a tomar en cuenta para realizar el diseño.

¿El diseño se realizará principalmente basado en su capacidad?

Si, debemos partir teniendo en cuenta la capacidad ya que en función a ello se debe también hacer el diseño de la parte estructural, es decir las columnas que van a soportar las cargas, el tipo de acero a utilizar, la forma del perfil estructural (se recomienda que sea de sección cuadrada).

3.- ¿Qué tipo de normativa se debería tener en cuenta para diseñar un sistema hidráulico en general o específicamente el de una prensa hidráulica?

Las normas ASME (American Society of Mechanical Engineers) ya que está relacionado en el desarrollo de códigos y normas asociadas con la práctica de ingeniería mecánica.

Normas AISI (American Iron and Steel Institute) Instituto Americano del Hierro y el Acero; para la selección de los aceros a emplear.

4.- ¿Cómo sugeriría fuera el sistema hidráulico de una prensa de 40 toneladas de capacidad? ¿Qué elementos debe tener?

Si es una prensa manual, el sistema hidráulico debe tener un husillo de acercamiento para minimizar el trabajo de bombeo. Se debe considerar una bomba de dos velocidades para un acercamiento rápido del embolo a la pieza a tratar.

Si se trata de una prensa motorizada, el sistema hidráulico debe adoptar un sistema de integración de válvula con perno de ajuste, de acción confiable, larga duración, bajo impacto hidráulico.

5.- De los elementos mencionados podría indicar que factores influyen en la elección de alguno de modo específico.

De los elementos mencionados, el sistema hidráulico depende de la capacidad de la prensa. En función de ello se debe seleccionar la bomba, las cañerías, etc.

7.- ¿Hay algunas recomendaciones adicionales que le gustaría hacer respecto al diseño de prensas hidráulicas?

Una prensa hidráulica requiere de varios elementos: Mecánicos, hidráulicos, eléctricos los cuales deben de ser seleccionados cuidadosamente.

No olvide de tener en cuenta el grado de seguridad en sus diseños sobre todo para elementos que estarán sometidos a presión (recipiente cilíndrico).

Extracto de Entrevista a: POLO VILLANUEVA, Marco Alfredo

Ingeniero Mecánico de Fluidos, Asesor en Simulación y Diseño del Centro de
Desarrollo de Proyectos de La Fuerza Aérea del Perú

1.- En el caso del diseño de una prensa hidráulica cuales consideraría son los parámetros más importantes a tomar en cuenta para realizar el diseño.

¿El diseño se realizará principalmente basado en su capacidad?

Considero que lo más importante a tomar en cuenta es para el sistema hidráulico es la potencia sin embargo también hay otros factores como el fluido, la estructura que soportará el sistema, el pistón y la carrera.

La determinación de la carrera se hará en base al uso que tendrá el sistema.

2.- ¿Qué tipo de normativa se debería tener en cuenta para diseñar un sistema hidráulico en general o específicamente el de una prensa hidráulica?

En el Perú no tengo información de normativa respecto a este tipo de diseño sin embargo si puedo señalar que la normativa existente está vinculada más a la seguridad que al diseño en sí.

3.- ¿Cómo sugeriría fuera el sistema hidráulico de una prensa de 40 toneladas de capacidad? ¿Qué elementos debe tener?

Un sistema hidráulico puede estar accionado por un motor o tanque pulmón - compresor, la segunda opción sería la que yo recomendaría para este diseño.

Un sistema hidráulico debe tener también llaves de control, cañería, conexiones y fluido.

4.- De los elementos mencionados podría indicar que factores influyen en la elección de alguno de modo específico.

El fluido se elegirá dependiendo a presión a la será sometida.

Básicamente la capacidad será determinante en la elección de los elementos que formen parte del sistema

ANEXO II:

ESPECIFICACIONES MANGUERA HIDRÁULICA 100 R12



Manguera hidráulica fabricada bajo Norma SAE 100R12

Uso: En equipo y maquinarias de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de extrema presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40° y +100° C máximo y en lapsos cortos de hasta 125° C

Tubo interior: De caucho sintético resistente a los aceites

Refuerzo: 4 mallas espiraladas de alambre de acero endurecida y templado

Cubierta: Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

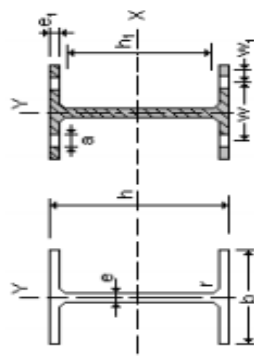
Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
6	3/8 / 9.5	20.4	276	4000	441	6391	1103	16000	127
8	1/2 / 12.7	23.5	276	4000	441	6391	1103	16000	178
12	3/4 / 19.0	30.7	276	4000	441	6391	1103	16000	241
16	1 / 25.4	38	276	4000	441	6391	1103	16000	305
20	1 1/4 / 31.8	47	207	3000	330	4782	827	12000	419
24	1 1/2 / 38.1	53.5	172	2500	276	4000	690	10000	508
32	2 / 50.8	66.7	172	2500	276	4000	690	10000	635

ANEXO III:

ESPECIFICACIONES PARA PERFILES HEB

Perfiles HEB

Perfil	Dimensiones										Términos de la sección										Agujeros		Peso
	h	b	e	e ₁	r	h ₁	u	A	S _x	I _x	W _x	I _y	I _{y4}	W _y	I _y	I _x	I _y	I _x	w	w ₁	a	p	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ³	cm ⁴	m ³	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	mm	mm	mm	kg/m	
HEB 100	100	100	6,0	10	12	56	567	26,0	52,1	450	90	4,16	167	33	2,53	9,34	3375	55	-	13	20,4		
HEB 120	120	120	6,5	11	12	74	686	34,0	82,6	864	144	5,04	318	53	3,06	14,9	9410	65	-	17	26,7		
HEB 140	140	140	7,0	12	12	92	805	43,0	123	1509	216	5,93	550	79	3,58	22,5	22480	75	-	21	33,7		
HEB 160	160	160	8,0	13	15	104	918	54,3	177	2492	311	6,78	889	111	4,05	33,2	47940	85	-	23	42,6		
HEB 180	180	180	8,5	14	15	122	1040	65,3	241	3831	426	7,66	1363	151	4,57	46,5	93750	100	-	25	51,2		
HEB 200	200	200	9,0	15	18	134	1150	78,1	321	5696	570	8,54	2003	200	5,07	63,4	171100	110	-	25	61,3		
HEB 220	220	220	9,5	16	18	152	1270	91,0	414	8091	736	9,43	2843	258	5,59	84,4	295400	120	-	25	71,5		
HEB 240	240	240	10,0	17	21	164	1380	106,0	527	11259	938	10,3	3923	327	6,08	110	486900	90	35	25	83,2		
HEB 260	260	260	10,0	17,5	24	177	1500	118,4	641	14919	1150	11,2	5135	395	6,58	130	753700	100	40	25	93		
HEB 280	280	280	10,5	18	24	196	1620	131,4	767	19270	1380	12,1	6595	471	7,09	153	1130000	110	45	25	103		
HEB 300	300	300	11,0	19	27	208	1730	149,1	934	25166	1680	13,0	8563	571	7,58	192	1688000	120	50	25	117		
HEB 320	320	300	11,5	20,5	27	225	1770	161,3	1070	30823	1930	13,8	9239	616	7,57	241	2069000	120	50	25	127		
HEB 340	340	300	12,0	21,5	27	243	1810	170,9	1200	36656	2160	14,6	9690	646	7,53	278	2454000	120	50	25	134		
HEB 360	360	300	12,5	22,5	27	261	1850	180,6	1340	43193	2400	15,5	10140	676	7,49	320	2883000	120	50	25	142		
HEB 400	400	300	13,5	24	27	298	1930	197,8	1620	57680	2880	17,1	10819	721	7,4	394	3817000	120	50	25	155		
HEB 450	450	300	14,0	26	27	344	2030	218	1990	79887	3550	19,1	11721	781	7,33	500	5258000	120	50	25	171		
HEB 500	500	300	14,5	28	27	390	2120	238,6	2410	107176	4290	21,2	12624	842	7,27	625	7018000	120	45	28	187		
HEB 550	550	300	15,0	29	27	438	2220	254,1	2800	136691	4970	23,2	13077	872	7,17	701	8856000	120	45	28	199		
HEB 600	600	300	15,5	30	27	486	2320	270,0	3210	171041	5700	25,2	13530	902	7,08	783	10965000	120	45	28	212		



A = Área de la de la sección.
 S_x = Momento estático de media sección, respecto a X.
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X.
 $W_x = 2I_x : h$: h. Módulo resistente de la sección, respecto a X.
 $i_x = (I_x : A)^{0,5}$: Radio de giro de la sección, respecto a X.
 $I_y = 2I_y : b$: b. Módulo resistente de la sección, respecto a Y.
 $W_y = 2I_y : b$: b. Módulo resistente de la sección, respecto a Y.
 $i_y = (I_y : A)^{0,5}$: Radio de giro de la sección, respecto a Y.
 I_t = Módulo de torsión de la sección.
 I_a = Módulo de alabeo de la sección.
 u = Perímetro de la sección.
 $I_a =$ Módulo de alabeo de la sección.
 u = Perímetro de la sección.
 a = Diámetro del agujero del roblón normal.
 w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros.
 h_1 = Altura de la parte plana del alma.
 p = Peso por metro.

ANEXO IV:

GRÁFICA DE MOODY – FACTOR DE FRICCIÓN

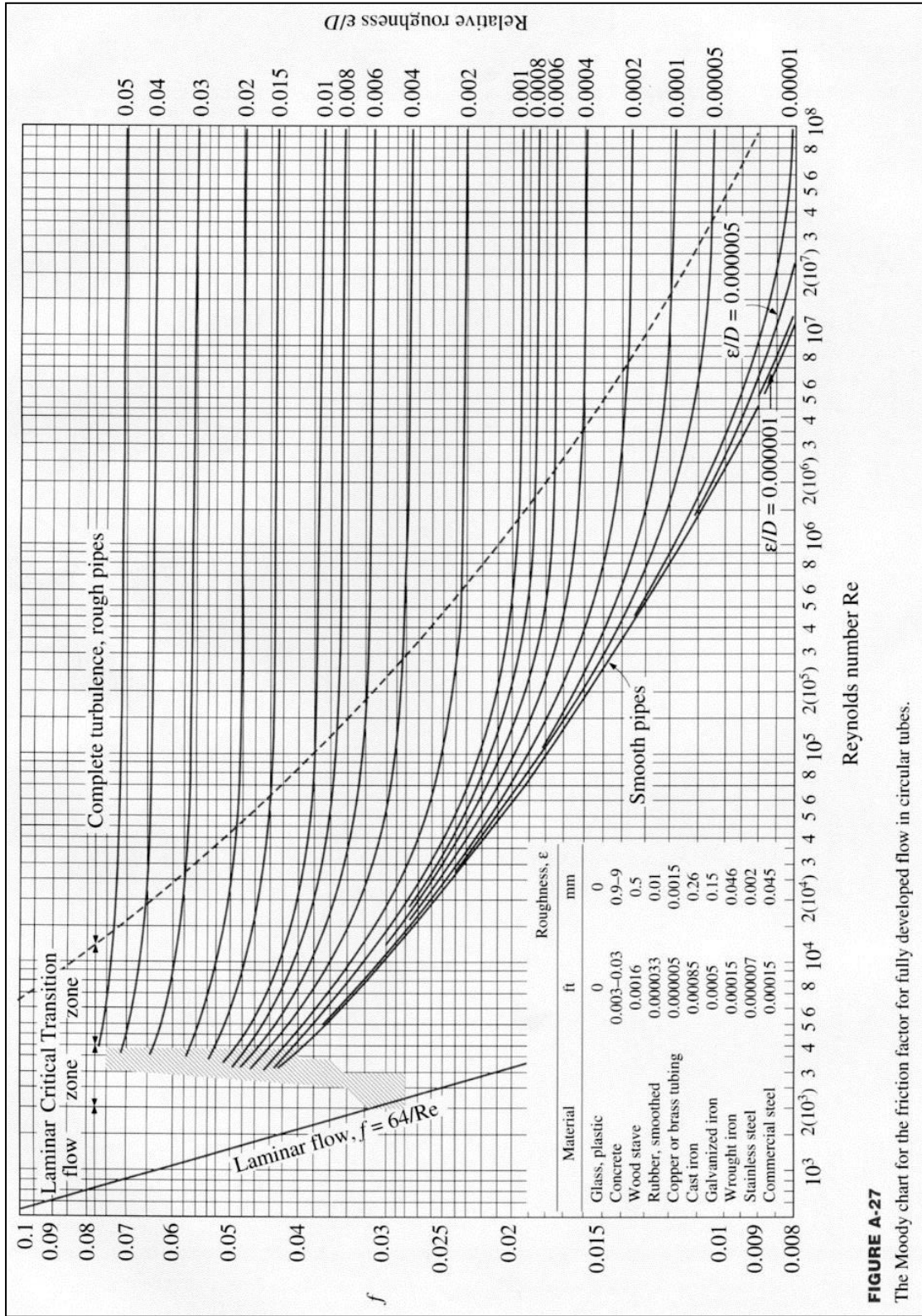
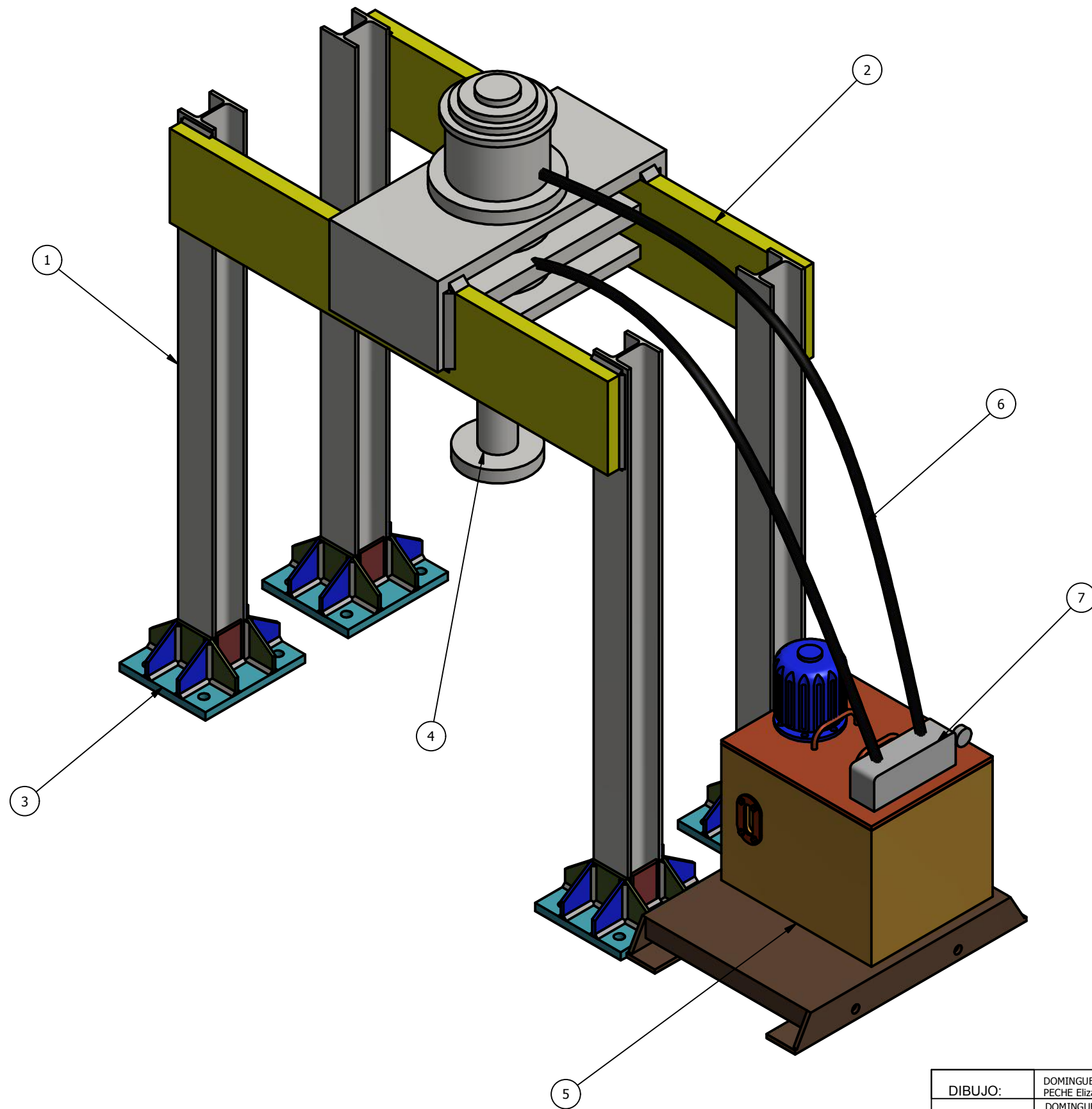


FIGURE A-27
The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.

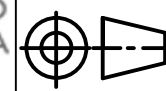
ANEXO V:

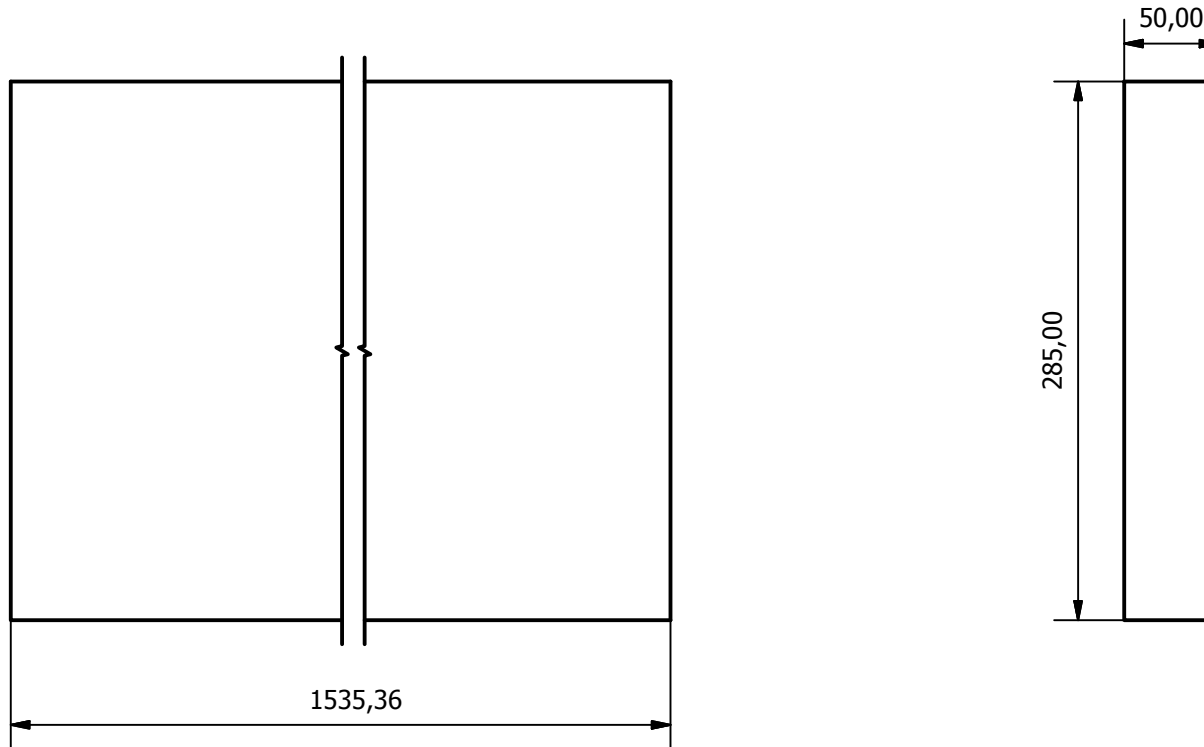
PLANOS



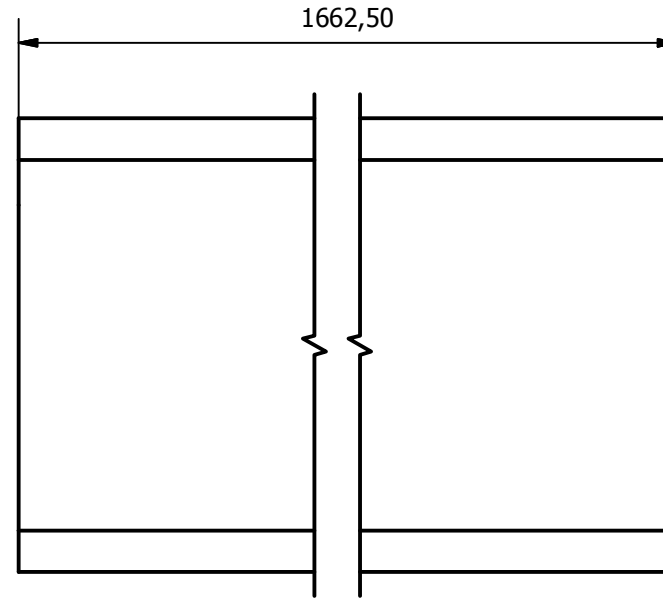
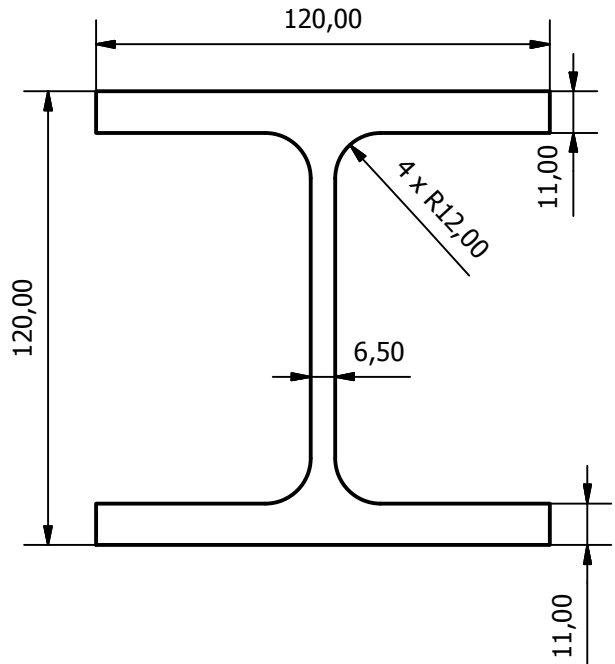
DETALLES	
ITEM	DESCRIPCIÓN
1	COLUMNAS- HEB 120
2	VIGAS- ASTM A36
3	SISTEMA DE ANCLAJE - ASTM A36- HILTI
4	ACTUADOR HIDRAÚLICO- ISO 100
5	TANQUE (TIPO L) - SIST. DE ALIMENTACIÓN HIDRAÚLICO
6	CONECTORES - SAE 100R12
7	SISTEMA DE CONTROL

DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL. GRAL.:	ESCALA:	TÍTULO:	
DISEÑO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB SUP.:	1:12	PRENSA - ENSAMBLE	
APROBO:		DIMENSIONES:	FECHA:	ASESOR:	FORMATO
NORMA:	ASTM	mm	26/07/2017	L. CASTILLO	A4
		MATERIAL:	SISTEMA DE PROYECCIÓN:	PLANO N°:	NOTA
		A 36	1 ^o	1	
				SUSTITUYE A:	HOJA N°
				SUSTITUIDO POR:	1:11

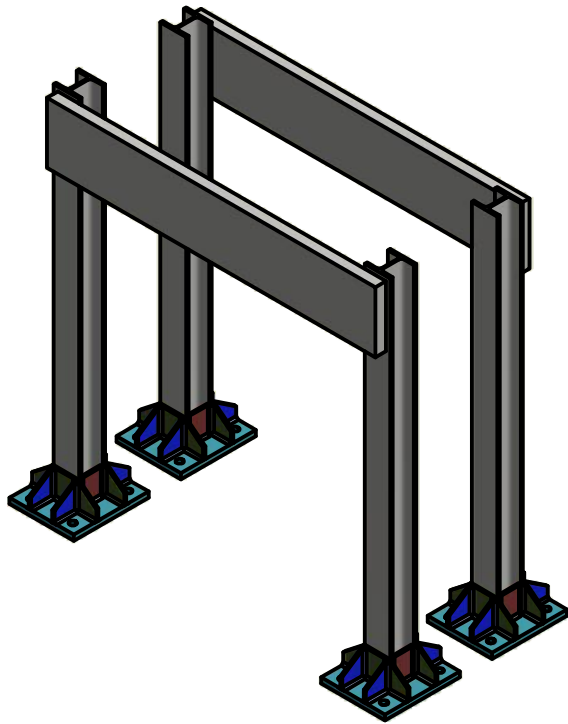




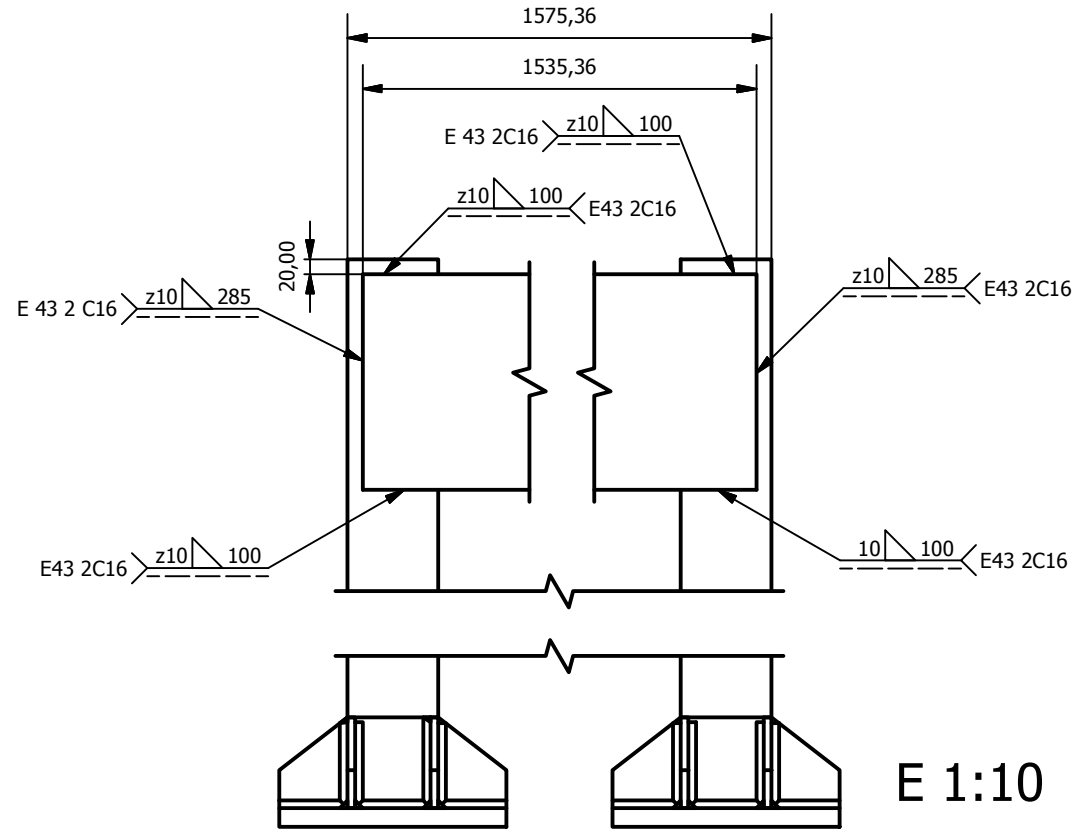
DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL. GRAL:	ESCALA:	TÍTULO: VIGAS	
DISEÑO	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB SUP:	1:4		
APROBO:		DIMENSIONES: mm	FECHA:	ASESOR:	FORMATO A4
NORMA:	ASTM	MATERIAL: A 36	10/05/2017	L. CASTILLO	
			SISTEMA DE PROYECCIÓN:	PLANO N°:	NOTA
				2	
			SUSTITUYE A:		
			SUSTITUIDO POR:		HOJA N° 2:11



DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL. GRAL:	ESCALA:	TÍTULO: COLUMNAS		
DISEÑO	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB SUP:	1:2			
APROBO:		DIMENSIONES: mm	FECHA:	ASESOR: L. CASTILLO	FORMATO A4	
NORMA:	ASTM	MATERIAL: A 36	10/05/2017			
			SISTEMA DE PROYECCIÓN:	PLANO N°: 3	NOTA	
						SUSTITUYE A:
						SUSTITUIDO POR:
					HOJA N° 3:11	

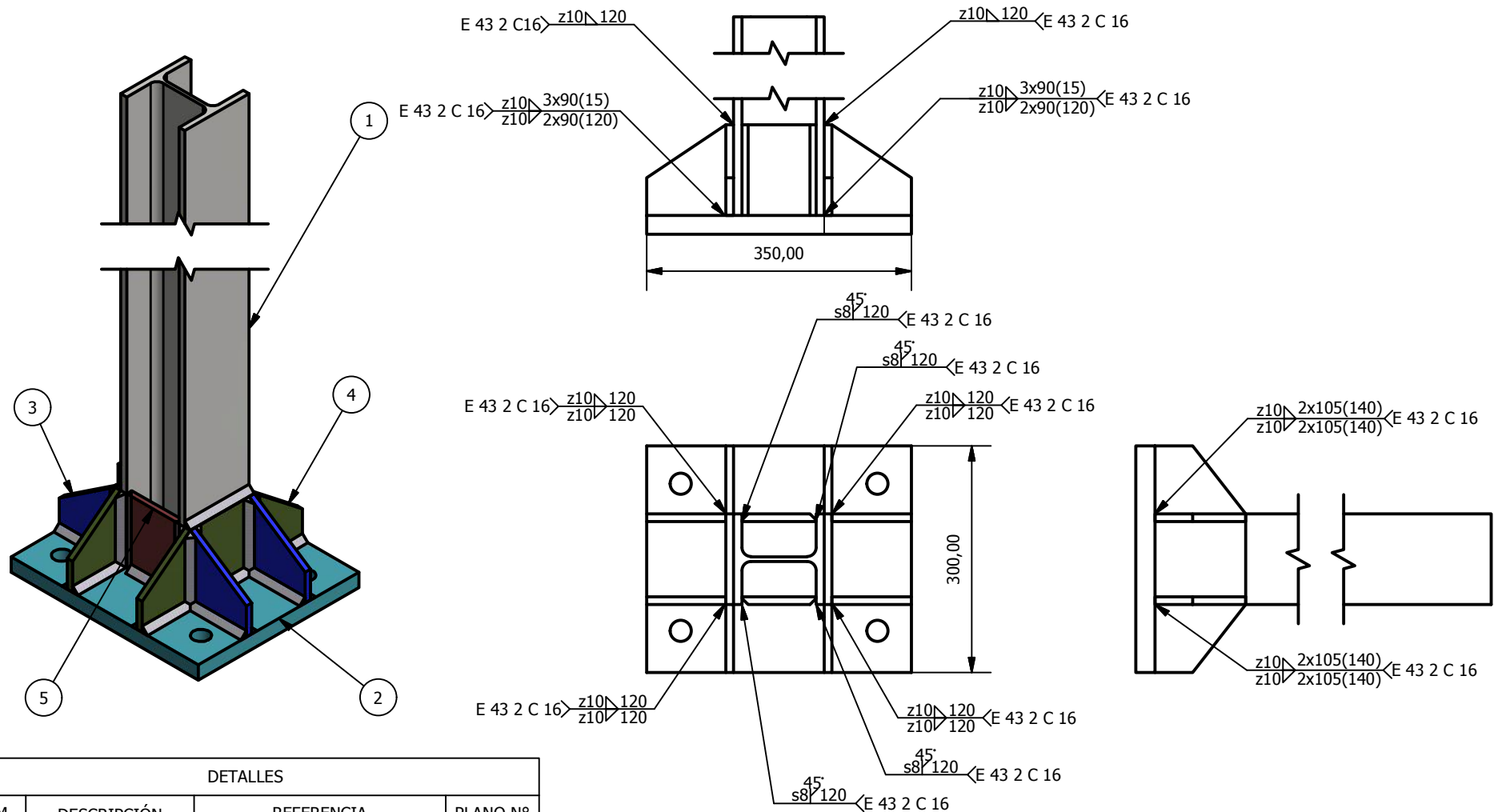


E 1:25



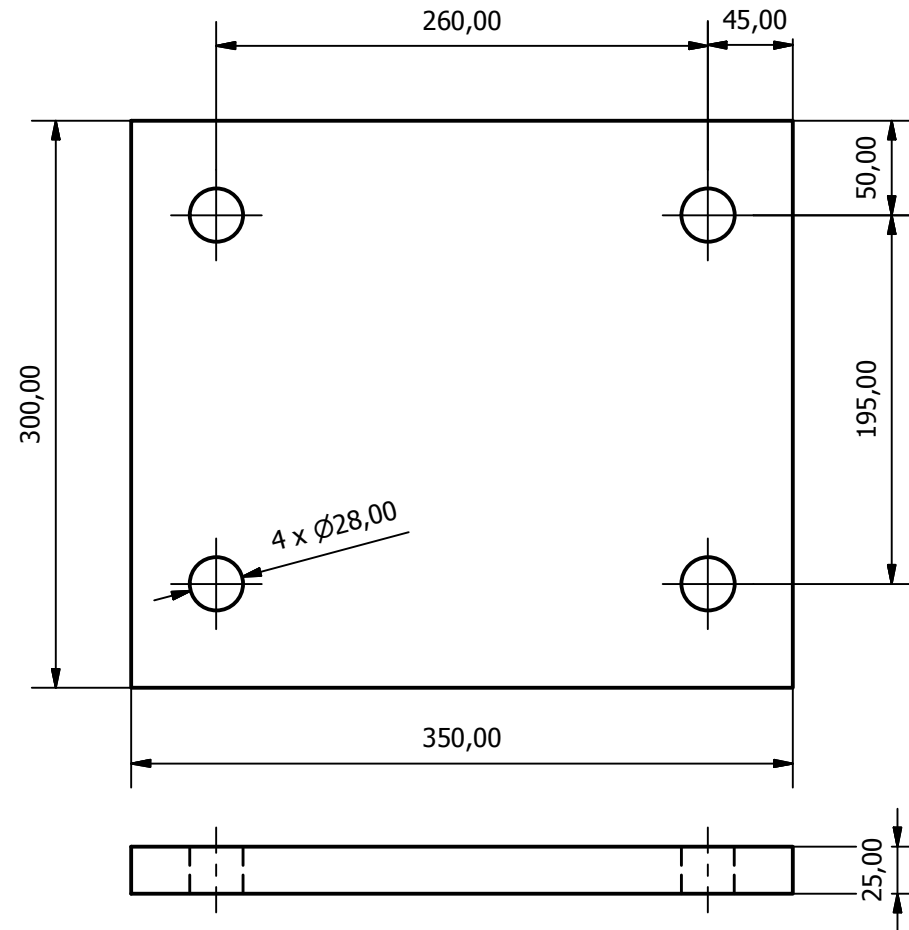
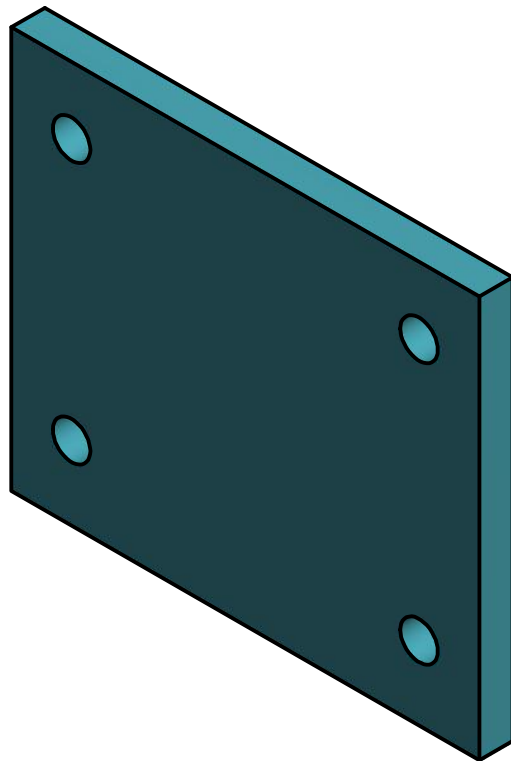
E 1:10

DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL. GRAL:	ESCALA:	TÍTULO: ENSAMBLE - COLUMNA- VIGA	
DISEÑO	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB. SUP.:	1:10 / 1:25		
APROBO:		DIMENSIONES: mm	FECHA:	ASESOR:	FORMATO
NORMA:	ISO 22.553-1992	MATERIAL: S235J2G4	26/07/2017	L. CASTILLO	A4
 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DEL PERÚ			SISTEMA DE PROYECCIÓN:	PLANO N°:	NOTA
				4	
				SUSTITUYE A:	HOJA N°
				SUSTITUIDO POR:	4:11

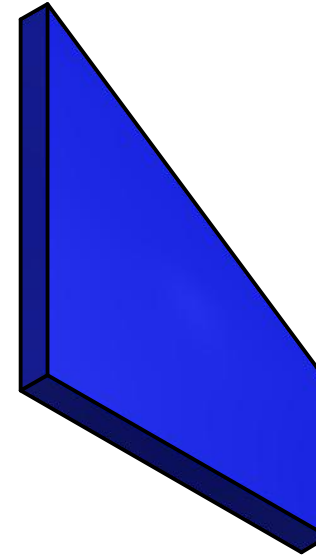
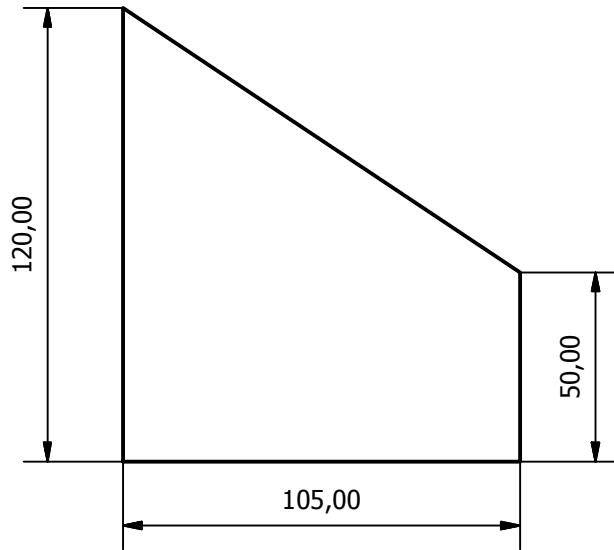
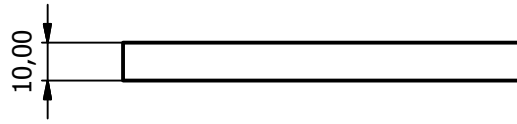


DETALLES			
ITEM	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	PLANO N°
1	HEB 120		3:11
2	S235J2G4 - 25 mm	EQUIVALENTE A: ASTM A 36	6:11
3	S235J2G4 - 10 mm	EQUIVALENTE A: ASTM A 36	7:11
4	S235J2G4 - 10 mm	EQUIVALENTE A: ASTM A 36	8:11
5	S235J2G4 - 10 mm	EQUIVALENTE A: ASTM A 36	9:11
U	E 43 2 C 16	EQUIVALENTE A: AWS E6011	-

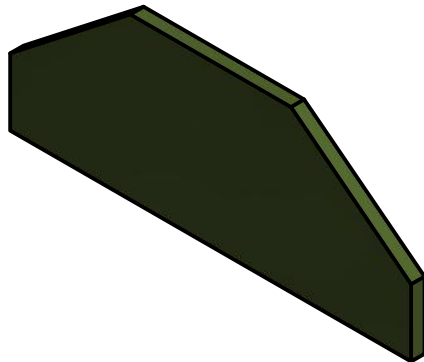
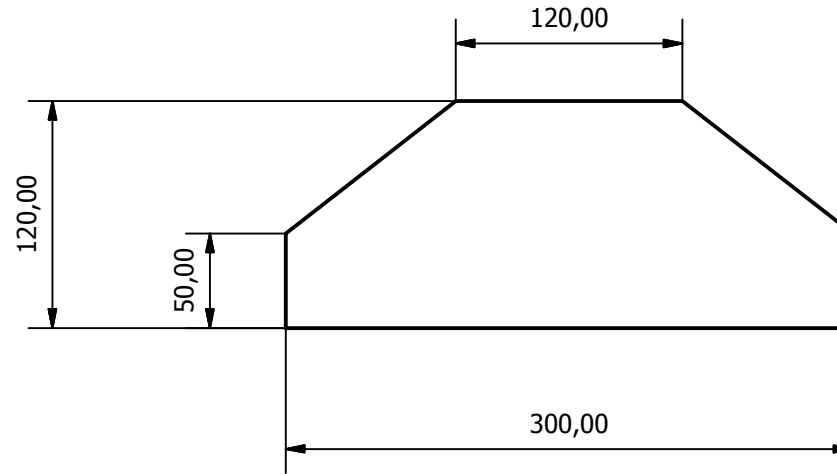
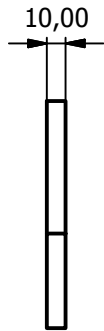
DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL GRAL:	ESCALA:	TÍTULO: ENSAMBLE - ANCLAJE	
DISEÑO	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB SUP:	1:8		
APROBO:		DIMENSIONES:	FECHA:	ASESOR:	FORMATO A4
NORMA:	ISO 22.553-1992	MATERIAL:	26/07/2017	L. CASTILLO	
			SISTEMA DE PROYECCIÓN:	PLANO N°:	NOTA
				5	
				SUSTITUYE A:	HOJA N°
				SUSTITUIDO POR:	5:11



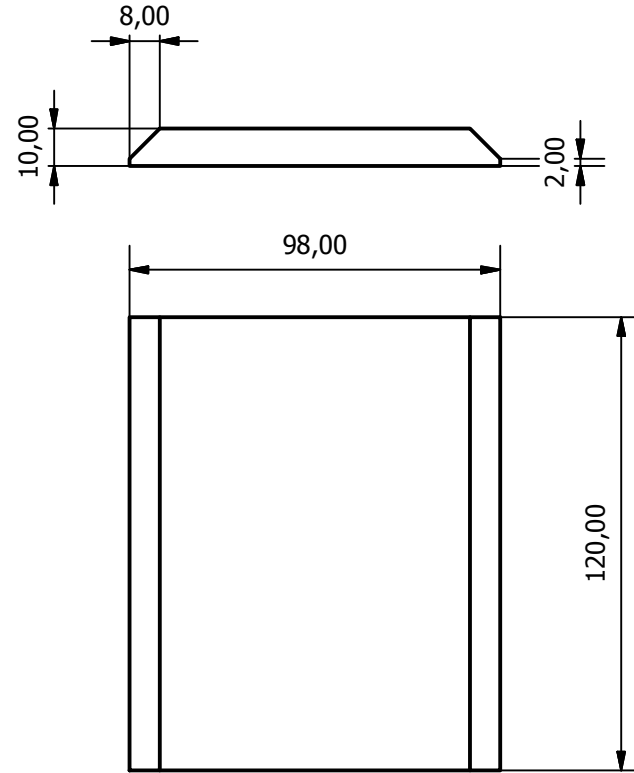
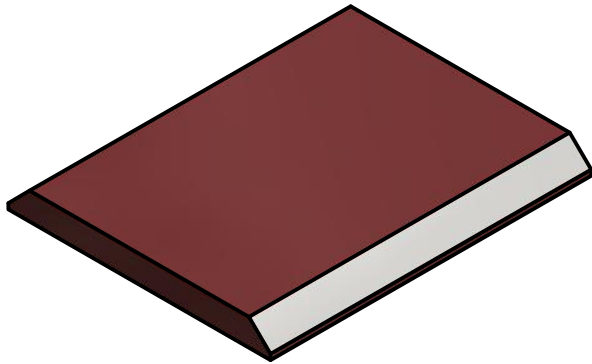
DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL. GRAL:	ESCALA:	TÍTULO: ANCLAJE - PIEZA N° 2	
DISEÑO	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB. SUP:	1:4		
APROBO:		DIMENSIONES: mm	FECHA:	ASESOR:	FORMATO A4
NORMA:	ASTM	MATERIAL:	26/07/2017	L. CASTILLO	
			SISTEMA DE PROYECCIÓN:	PLANO N°:	NOTA
				6	
				SUSTITUYE A:	HOJA N°
				SUSTITUIDO POR:	6:11


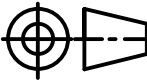


DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL GRAL:	ESCALA:	TÍTULO:	
DISEÑO	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB SUP:	1:4	ANCLAJE - PIEZA N° 3	
APROBO:		DIMENSIONES:	FECHA:	ASESOR:	FORMATO
NORMA:	ASTM	mm	26/07/2017	L. CASTILLO	A4
			SISTEMA DE PROYECCIÓN:	PLANO N°:	NOTA
				7	
				SUSTITUYE A:	HOJA N°
				SUSTITUIDO POR:	7:11



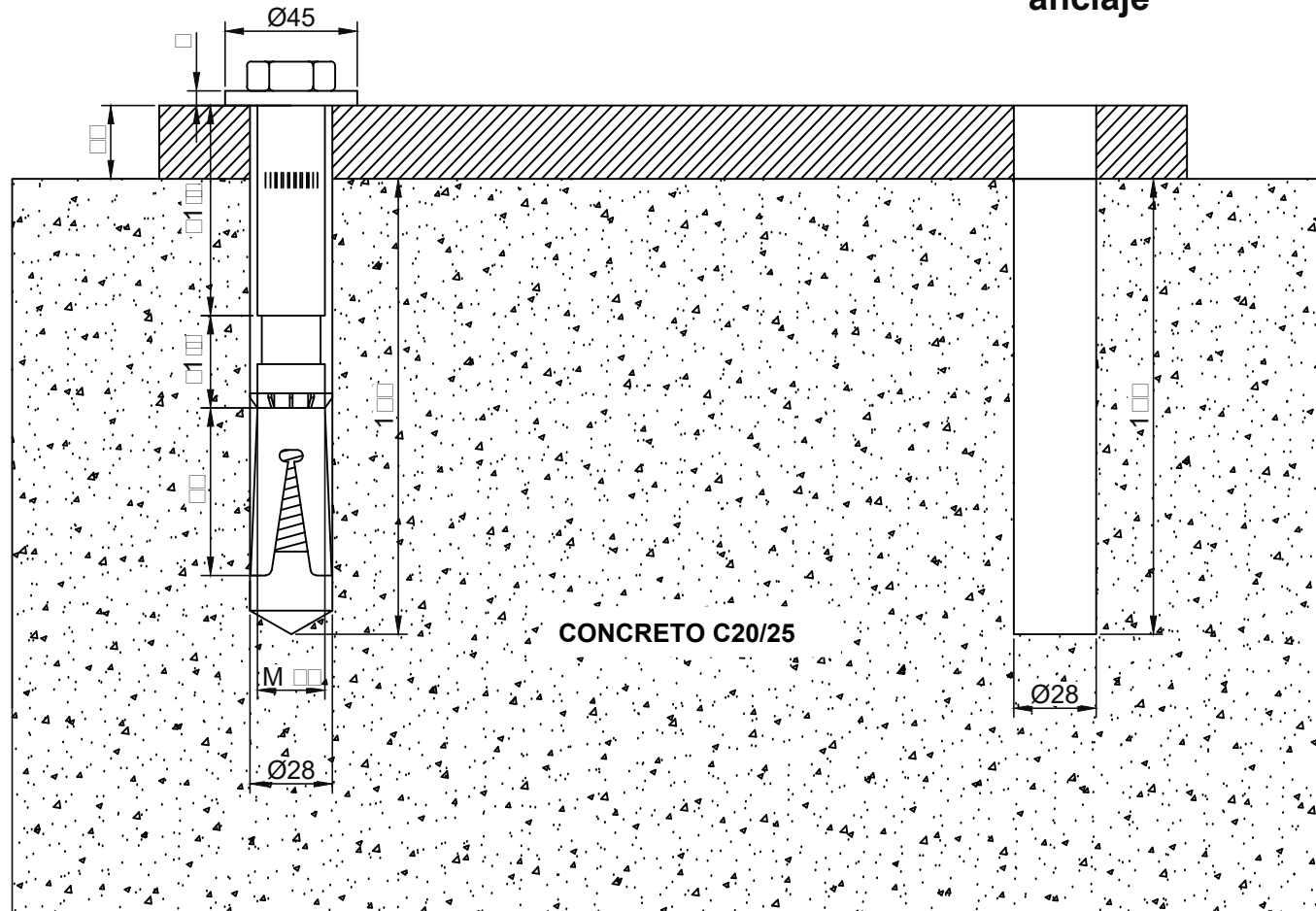
DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL. GRAL:	ESCALA:	TÍTULO: ANCLAJE - PIEZA N° 4	
DISEÑO	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB SUP:	1:4		
APROBO:		DIMENSIONES:	FECHA:	ASESOR: L. CASTILLO	
NORMA:	ASTM	mm	26/07/2017		
		MATERIAL:		PLANO N°:	FORMATO A4
			SISTEMA DE PROYECCIÓN:	8	NOTA
					SUSTITUYE A:
					SUSTITUIDO POR:
					HOJA N° 8:11



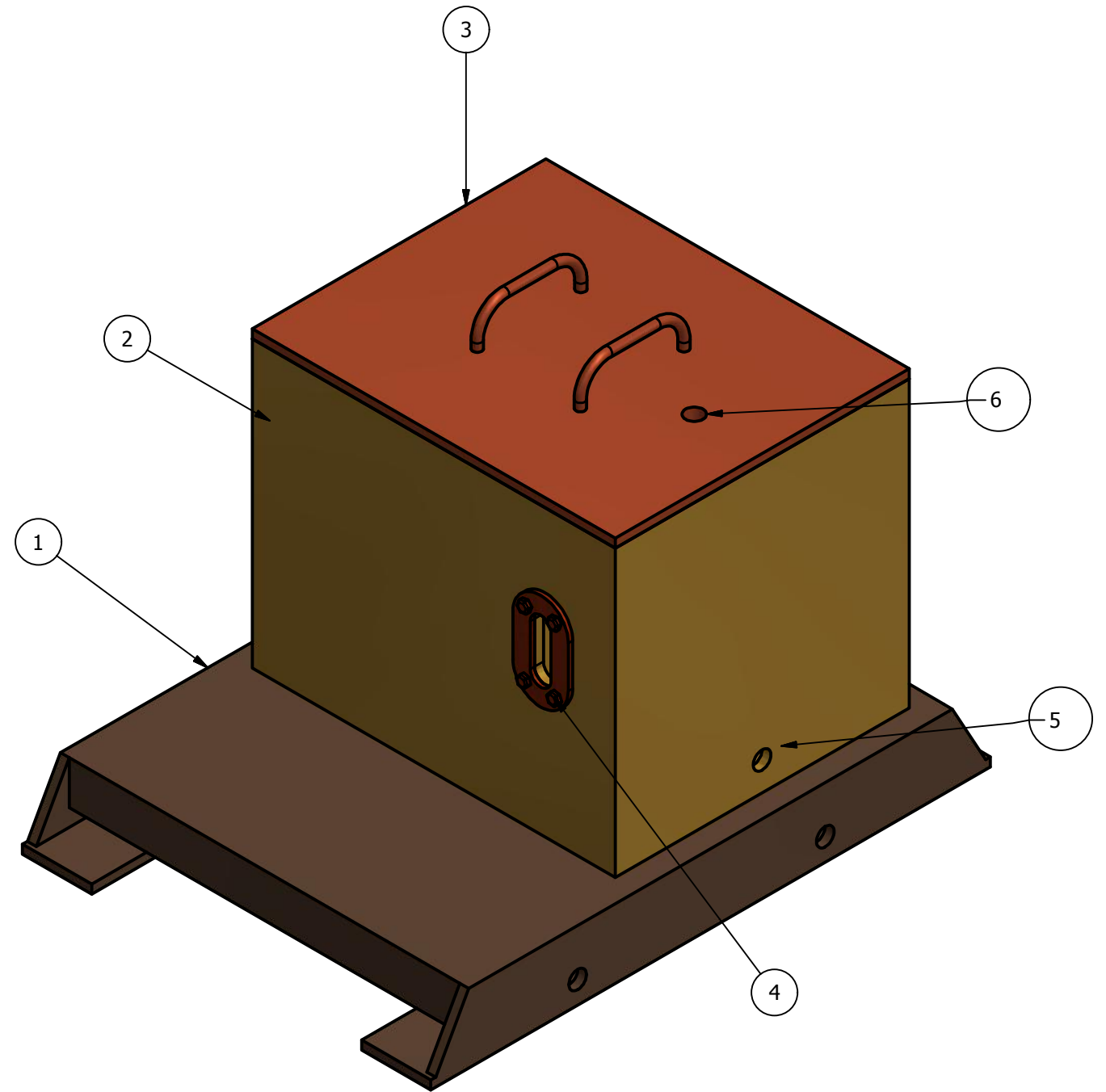
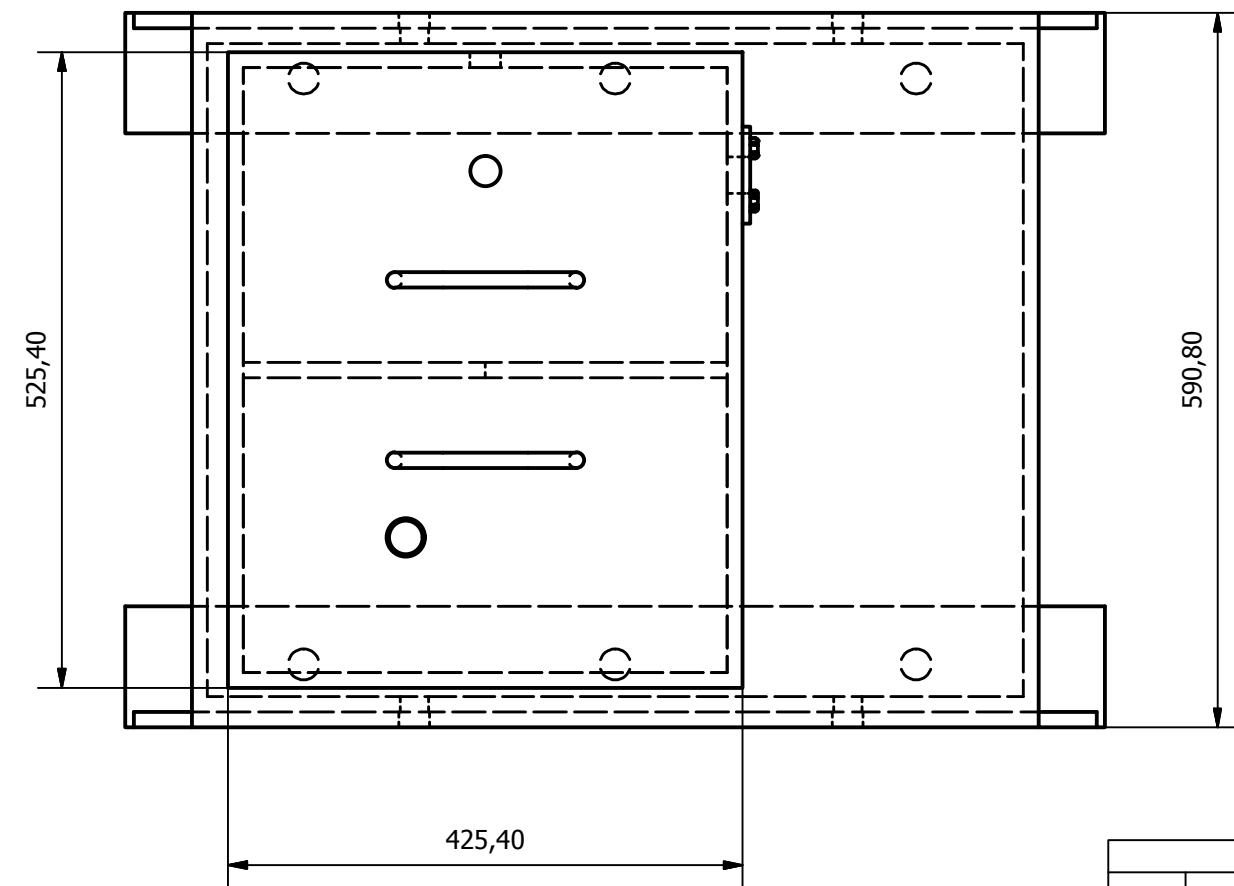
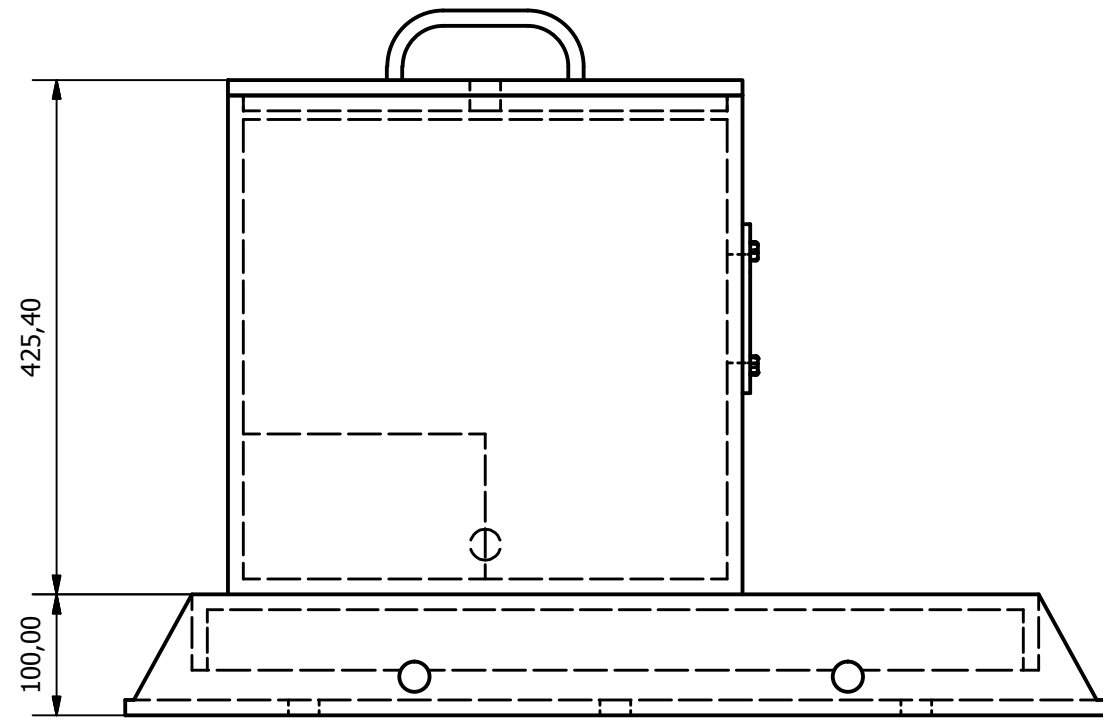
DIBUJO:	DOMINGUEZ PÉCHE Elizabeth	TOL. GRAL:	ESCALA:	TÍTULO: ANCLAJE - PIEZA N° 5	
DISEÑO	DOMINGUEZ PÉCHE Elizabeth	ACAB SUP:	1:2		
APROBO:		DIMENSIONES:	FECHA:	ASESOR: L. CASTILLO	
NORMA:	ASTM	mm	26/07/2017		
		MATERIAL:		FORMATO A4	
		A 36		PLANO N°: 9	
 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DEL PERÚ			SISTEMA DE PROYECCIÓN:		NOTA
					SUSTITUYE A:
					SUSTITUIDO POR:
					HOJA N° 9:11

Especificaciones anclaje HSL 3

Especificaciones de agujero para anclaje



DIBUJO:	DOMINGUE <input type="checkbox"/> PECHE <input type="checkbox"/>	TOL. GRAL:	ESCALA:	TÍTULO: ANCLAJE HSL <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> M <input type="checkbox"/>	
DISEÑO:	HILTI	ACAB. SUP:	<input type="checkbox"/>	ASESOR: L. CASTILLO	
APROBO:		DIMENSIONES:	FECHA:	FORMATO: A4	
NORMA:	ISO <input type="checkbox"/>	MATERIAL:	<input type="checkbox"/>	PLANO N°: 10	
			SISTEMA DE PROYECCIÓN:	NOTA	
				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	
				HOJA N°: 1 <input type="checkbox"/> 11	



DETALLES		DIBUJO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	TOL. GRAL.:		ESCALA:	4:25	TÍTULO:	TANQUE L		
ITEM	DESCRIPCIÓN	DISEÑO:	DOMINGUEZ PECHE Elizabeth	ACAB SUP.:		FECHA:	10/05/2017	ASESOR:	L. CASTILLO	FORMATO	A4
		APROBO:		DIMENSIONES:	mm			PLANO N°:	11	NOTA	
1	BASE	NORMA:	ASTM	MATERIAL:	A 36	SISTEMA DE PROYECCIÓN:		SUSTITUYE A:		HOJA N°	11:11
2	TANQUE							SUSTITUIDO POR:			
3	TAPA										
4	MIRA-NIVEL										
5	DRENAJE										
6	AGUJERO PARA LLENADO										

