

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

FRANCISCO XAVIER CABRERA LOZA

DARÍO ABEL CISNEROS FIGUEROA

DIRECTOR: ING. HERNÁN OJEDA

CODIRECTOR: ING. BORYS CULQUI

Sangolquí, 2012-07

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN” fue realizado en su totalidad por Francisco Xavier Cabrera Loza y Darío Abel Cisneros Figueroa, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Hernán Ojeda
DIRECTOR

Ing. Borys Culqui
CODIRECTOR

Sangolquí, 2012-07-26

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA PRUEBAS DE
EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN”**

ELABORADO POR:

FRANCISCO XAVIER CABRERA LOZA

DARÍO ABEL CISNEROS FIGUEROA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ING XAVIER SÁNCHEZ
DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Sangolquí, 2012-08

DEDICATORIA

A Dios por otorgarme mi familia, quienes creyeron en mí y me sacaron adelante, dándome ejemplo de superación y entrega; enseñándome a valorar todo lo que tengo. En gran manera, gracias a ustedes, hoy puedo ver alcanzadas mis metas. Especialmente a mi madre, que con su amor y paciencia me ha enseñado que las cosas se consiguen con constancia y entrega.

A mi padre, que con su gran ejemplo ha fomentado el trabajo duro y la dedicación en todo. A mis hermanas, Rosalba, porque en ella vi el ejemplo profesional a seguir, Daniela y Fernanda, quienes han sido pilares fundamentales en mi formación profesional y personal.

Gracias a todos ustedes, por haber fomentado en mí, el deseo de superación y anhelo de triunfo en la vida. Espero no defraudarlos y contar siempre con su valioso e incondicional apoyo.

FRANCISCO XAVIER CABRERA LOZA

Dedico este proyecto a mis padres y hermano, quienes me brindaron su confianza y apoyo absoluto a lo largo de mi vida y de mi carrera, con ideales de esfuerzo y superación para encontrar soluciones, no excusas.

DARÍO CISNEROS

AGRADECIMIENTOS

Son muchas las personas a las cuales agradezco, ya que por la bendición de Dios, han brindado lo mejor en mi vida. Principalmente, doy las gracias a mis padres, hermanas y maestros. Los cuales han aportado con sus consejos a mi formación integral. Algunos de ellos, viven aún entre nosotros y otros, solo en los recuerdos. Sin importar dónde se encuentren ahora, quiero agradecer a todos ellos, por haberme transmitido sus sabios consejos y por todo lo que me han sabido brindar a lo largo de la vida.

FRANCISCO XAVIER CABRERA LOZA

Agradezco a mi familia y mi novia por el aliento que supieron transmitirme con amor y paciencia en todo el proceso de mi formación personal y académica. También agradezco a la Carrera de Ingeniería Mecánica y todos los profesionales que la conforman, por todos los conocimientos impartidos, en especial a nuestros directores de tesis por sus consejos y recomendaciones.

DARIO CISNEROS

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
INDICE DE CONTENIDOS	vi
RESUMEN	xix
CAPÍTULO 1: GENERALIDADES	
1.1. INTRODUCCIÓN	1
1.2. ANTECEDENTES	1
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	2
1.4. OBJETIVOS	2
1.4.1. OBJETIVO GENERAL	2
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.5. ALCANCE DEL PROYECTO	3
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO	
2.1. PROCESO DE EMBUTICIÓN	4
2.1.1. DEFINICIÓN	4
2.2. DETERMINACIÓN DE LOS DESARROLLOS	6
2.3. FUERZA DEL PUNZÓN PARA EMBUTIR	8
2.4. JUEGO ENTRE MATRIZ Y PUNZÓN	11
2.5. LUBRICACIÓN	11
2.6. VELOCIDAD DE EMBUTICIÓN	12
2.7. FUERZA DE SUJECIÓN DE LA LÁMINA METÁLICA	13

2.8.	INFLUENCIA DE LOS MATERIALES DE EMBUTIR SOBRE EL RESULTADO DE LA OPERACIÓN	14
2.9.	DEFECTOS AL EMBUTIR	15
2.9.1.	RELACIÓN DE LÍMITES DE RESISTENCIA A LA TRACCIÓN DESFAVORABLE	15
2.9.2.	FORMACIÓN DE ARRUGAS	15
2.9.3.	DEFECTOS DE LA LÁMINA METÁLICA	16
2.9.4.	SUCESIÓN EXCESIVA EN LAS FASES DE EMBUTICIÓN	16
2.9.5.	LÁMINAS DE BAJA CALIDAD	16
2.9.6.	PUNZÓN DESCENTRADO	17
2.9.7.	INCLINACIÓN DEL PUNZÓN	17
2.9.8.	DESGARROS DEL FONDO EN TODO SU PERÍMETRO	18
2.10.	ENSAYOS	18
2.10.1.	ENSAYO ERICHSEN	18
2.10.2.	ESTÁNDAR ASTM E643 – 09	21
2.10.3.	OTROS ENSAYOS	26
2.11.	ANÁLISIS DE CARGA Y ESFUERZO	27
2.11.1.	ESFUERZOS NORMALES PARA VIGAS EN FLEXIÓN	27
2.11.2.	ESFUERZO NORMAL PARA CUERPOS EN TENSIÓN Y COMPRESIÓN	28
2.11.3.	ESFUERZO CORTANTE PARA BARRAS EN TORSIÓN	29
2.11.4.	ESFUERZO CORTANTE PURO	30
2.11.5.	TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN PARA MATERIALES DÚCTILES	31
2.12.	DEFLEXIÓN	32
2.12.1.	DEFLEXIÓN DEBIDA A LA FLEXIÓN	32
2.12.2.	DEFLEXIÓN DEBIDA A LA TENSIÓN Y COMPRESIÓN	33
2.12.3.	LÍMITES DE DEFLEXIÓN RECOMENDABLES	33
2.13.	COLUMNAS CARGADAS AXIALMENTE (PANDEO)	34
2.14.	CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO	36
2.15.	FACTOR DE SEGURIDAD	37

2.16.	TORNILLOS DE POTENCIA	38
2.16.1.	FORMAS DE LAS ROSCAS	39
2.16.2.	TORQUE REQUERIDO POR EL TORNILLO DE POTENCIA	40
2.16.3.	CONSIDERACIONES DE ESFUERZOS EN LOS TORNILLOS DE POTENCIA	41
2.17.	TORNILLOS ROSCADOS	44
2.17.1.	NORMAS Y DEFINICIONES DE ROSCAS	44
2.18.	TENSIONES QUE SE PRESENTAN EN LUGARES DE CONTACTO DE DOS CUERPOS PRESIONADOS MUTUAMENTE (FÓRMULAS DE HERTZ)	45
2.19.	RESORTES MECÁNICOS	47
2.19.1.	INTRODUCCIÓN	47
2.19.2.	MATERIALES PARA RESORTES	48
2.19.3.	RESORTES DE EXTENSIÓN	48
2.20.	MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	49
2.20.1.	INTRODUCCIÓN	49
2.20.2.	ANÁLISIS MEDIANTE EL EMPLEO DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	52
CAPÍTULO 3: DISEÑO DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN		
3.1.	PARÁMETROS DE OPERACIÓN Y CRITERIOS PARA EL DISEÑO	53
3.1.1.	FUERZA DE EMBUTICIÓN	53
3.1.2.	FUERZA DE SUJECIÓN	55
3.1.3.	MEDICIÓN DE PROFUNDIDAD EMBUTIDA	56
3.2.	SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	57
3.2.1.	SELECCIÓN DEL MECANISMO DE FUERZA DE EMBUTICIÓN	57
3.2.2.	SELECCIÓN DEL MECANISMO DE FUERZA DE SUJECIÓN	60
3.2.3.	ESQUEMA GENERAL DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN	63

3.2.4. DISEÑO DE ELEMENTOS DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN	64
---	----

CAPÍTULO 4: CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y MANTENIMIENTO

4.1. CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN	122
4.1.1. LISTA DE MATERIALES Y EQUIPOS	122
4.1.2. HOJAS DE PROCESOS	124
4.2. INSTRUCCIONES DE MONTAJE	128
4.2.1. MONTAJE DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN	129
4.3. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	133

CAPÍTULO 5: ESTUDIO DE LÁMINAS METÁLICAS UTILIZADAS EN LA INDUSTRIA METALMECÁNICA Y ANÁLISIS DE PRUEBAS

5.1. PRECEDENTES	134
5.2. VISITAS TÉCNICAS	134
5.2.1. FÁBRICA DE MUNICIONES SANTA BÁRBARA “FMSB”	134
5.2.2. METALTRONIC CIA. LTDA	136
5.2.3. SIDERÚRGICA ECUATORIANA S.A. “SIDECA”	137
5.3. PROCEDIMIENTO PARA EL ENSAYO DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS	139
5.4. TOMA DE DATOS	139
5.4.1. HOJAS DE REPORTES DE DATOS	140
5.5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	141
5.6. SIMULACIÓN DE LA LÁMINA METÁLICA EMBUTIDA	149

CAPÍTULO 6: ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1.	ANÁLISIS ECONÓMICO.	162
6.2.	ANÁLISIS FINANCIERO.	164

CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1.	CONCLUSIONES.	168
7.2.	RECOMENDACIONES.	169

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Resistencia a la Tracción de Láminas de Embutición.	10
Tabla 2.2 Tolerancias para Matrices de Embutir (sc=espesor de la lámina).	11
Tabla 2.3 Productos de Lubricación para Distintos Trabajos.	12
Tabla 2.4 Velocidad de Embutición Recomendada para Diferentes Materiales.	13
Tabla 2.5 Presión Unitaria del Pisador para Diferentes Materiales.	14
Tabla 2.6 Abertura de Dados Superiores Según Espesor de Probeta.	24
Tabla 2.7 Ensayos de Embutibilidad de Láminas Metálicas.	26
Tabla 2.8 Deflexiones Recomendables para Máquinas Debidas a la Flexión.	33
Tabla 2.9 Coeficientes de Fricción (f).	41
Tabla 3.1 Selección Fuerza de Embutición.	59
Tabla 3.2 Selección Fuerza de Sujeción.	62
Tabla 3.3 Comparación de Factores de Seguridad en Viga Principal.	69
Tabla 3.4 Comparación de Deflexiones de Viga Principal.	70
Tabla 3.5 Torque Requerido por el Tornillo de Potencia.	73
Tabla 3.6 Comparación de Factores de Seguridad en Tornillo de Potencia.	77
Tabla 3.7 Comparación de Factores de Seguridad en Columnas de Prensa.	86
Tabla 3.8 Comparación de Deflexiones en Columnas de la Prensa.	86
Tabla 3.9 Comparación de Factores de Seguridad en Carro de la Prensa.	91
Tabla 3.10 Comparación de Deflexiones del Carro de la Prensa.	92
Tabla 3.11 Comparación de Factores de Seguridad en Porta Dado Superior.	97
Tabla 3.12 Comparación de Deflexiones en Porta Dado Superior.	97
Tabla 3.13 Comparación de Factores de Seguridad en Base de la Prensa.	102
Tabla 3.14 Comparación de Deflexiones de la Base de la Prensa.	103
Tabla 3.15 Comparación de Factores de Seguridad en Columnas de Prensa.	110
Tabla 3.16 Comparación de Deflexiones en Columnas de la Prensa.	110
Tabla 3.17 Comparación de Factores de Seguridad en Punzón de Embutición.	113
Tabla 4.1 Materiales No Maquinados.	122
Tabla 4.2 Materiales Maquinados.	123
Tabla 5.1 Características Técnicas Vajilla “FMSB”.	135

Tabla 5.2 Características Técnicas Fregaderos “SIDEK”.	138
Tabla 5.3 Características de Probetas Ensayadas.	140
Tabla 5.4 Comparación de Índice Erichsen en Acero ASTM A36.	141
Tabla 5.5 Ductilidad y Embutición en Acero ASTM A36.	142
Tabla 5.6 Comparación de Índice Erichsen en Acero Inoxidable AISI 304.	142
Tabla 5.7 Ductilidad y Embutición en Acero Inoxidable AISI 304.	143
Tabla 5.8 Comparación de Índice Erichsen en Aluminio 3003.	144
Tabla 5.9 Ductilidad y Embutición en Aluminio 3003.	145
Tabla 5.10 Comparación de Índice Erichsen en Acero Galvanizado.	145
Tabla 5.11 Ductilidad y Embutición en Acero Galvanizado.	146
Tabla 5.12 Índice Erichsen Teórico en Cobre.	147
Tabla 5.13 Ductilidad y Embutición en Cobre.	147
Tabla 5.14 Comparación de Índices Erichsen en Acero ASTM A36.	157
Tabla 5.15 Comparación de Índices Erichsen en Acero Inoxidable AISI 304.	158
Tabla 5.16 Comparación de Índices Erichsen en Aluminio 3003.	159
Tabla 5.17 Comparación de Índices Erichsen en Acero Galvanizado.	160
Tabla 5.18 Comparación de Índices Erichsen en Cobre.	161
Tabla 6.1 Costos de Materiales Directos.	162
Tabla 6.2 Costos de Máquinas Herramientas.	163
Tabla 6.3 Costos de Mano de Obra.	163
Tabla 6.4 Costos Indirectos.	163
Tabla 6.5 Costos de diseño.	164
Tabla 6.6 Costo Total Equipo Erichsen.	164
Tabla 6.7 Cotización Producción Vajilla Militar.	165
Tabla 6.8 Costo de Fabricación de Vajilla Militar.	166
Tabla 6.9 Pérdidas en Láminas de Prueba “FMSB”.	166

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Proceso de Embutición de Piezas Cilíndricas Huecas.	4
Figura 2.2 Estado de Esfuerzos que Varían Sobre Partes Diferentes Parcialmente Estiradas.	5
Figura 2.3 Desarrollo de un Recipiente Cilíndrico.	6
Figura 2.4 Embutición con Base Semiesférica.	7
Figura 2.5 Gráficos de la Fuerza en el Proceso de Embutición.	9
Figura 2.6 Formación de Arrugas de la Lámina Metálica.	15
Figura 2.7 Rotura Originada por una Sucesión de Embutición Demasiado Grande.	16
Figura 2.8 Disposición Descentrada del Eje del Punzón con Respecto a la Matriz.	17
Figura 2.9 Disposición Inclinada del Eje del Punzón con Respecto a la Matriz.	17
Figura 2.10 Pieza Embutida Rota como Consecuencia de un Juego de Embutición Demasiado Pequeño.	18
Figura 2.11 Relación Entre la Ductilidad de la Lámina y el Índice Erichsen.	19
Figura 2.12 Altura de Embutido Simple para Fondos de Forma Circular.	20
Figura 2.13 Altura de Embutido Simple para Fondos de Forma Poligonal.	20
Figura 2.14 Herramienta del Método de Prueba Estándar para Deformación de Láminas de Material Metálico por Bola Perforadora.	23
Figura 2.15 Viga Recta en Flexión Positiva.	27
Figura 2.16 Esfuerzos en Flexión.	28
Figura 2.17 a) Esfuerzo en Tracción b) Esfuerzo en Compresión.	29
Figura 2.18 Torsión de Una Barra Circular.	29
Figura 2.19 Sección de Corte para Esfuerzo Cortante Puro.	30
Figura 2.20 Cortante, Momento y Deflexión de Viga Empotrada en Ambos Extremos con Carga Central.	32
Figura 2.21 Constantes de esbeltez de columnas cargadas axialmente.	34
Figura 2.22 Barra Rectangular con un Agujero Transversal en Flexión.	37
Figura 2.23 a) Rosca Cuadrada, b) Rosca Acme.	39

Figura 2.24 Tornillo de potencia con hélice a) Simple, b) Doble, c) Triple.	39
Figura 2.25 Geometría de rosca cuadrada útil para calcular los esfuerzos flexionante y cortante transversal en la raíz de la rosca.	43
Figura 2.26 Terminología de Roscas de Tornillo.	44
Figura 2.27 Contacto de Esfera Convexa y Cóncava.	46
Figura 2.28 Tipos de resortes: a) Compresión, b) Tracción, c) Torsión.	47
Figura 2.29 Geometría de Resortes Mecánicos.	48
Figura 2.30 Sistemas discretos.	50
Figura 2.31 Sistemas continuos.	50
Figura 2.32 Elementos finitos.	51
Figura 2.33 Viga Mallada con Elementos Finitos Unidimensionales.	51
Figura 2.34 Viga Mallada con Elementos Finitos Bidimensionales.	51
Figura 2.35 Viga Mallada con Elementos Finitos Tridimensionales.	51
Figura 3.1 Prensa Hidráulica.	57
Figura 3.2 Gato Hidráulico Tipo Botella.	58
Figura 3.3 Tornillo de Potencia.	60
Figura 3.4 Pisador Accionado por Muelle Helicoidal.	61
Figura 3.5 Equipo Erichsen.	63
Figura 3.6 Geometría de la Viga Principal.	64
Figura 3.7 Diagrama de distribución de carga de la viga principal: fuerza cortante y momento flector.	65
Figura 3.8 Simulación del Comportamiento de la Viga Principal.	68
Figura 3.9 Deflexión Máxima en Viga Empotrada.	69
Figura 3.10 Geometría del Tornillo de Potencia.	71
Figura 3.11 Simulación del Comportamiento del Tornillo de Potencia.	77
Figura 3.12 Sección Crítica del Tornillo de Potencia.	78
Figura 3.13 Geometría de las Columnas de la Prensa.	82
Figura 3.14 Diagrama de Cuerpo Libre de las Columnas de la Prensa.	82
Figura 3.15 Sección Crítica de la Columna de la Prensa.	83
Figura 3.16 Simulación del Comportamiento de las Columnas de la Prensa.	85
Figura 3.17 Geometría del Carro de la Prensa.	87

Figura 3.18 Diagrama de distribución de carga del carro de la prensa: fuerza cortante y momento flector.	88
Figura 3.19 Simulación del Comportamiento del Carro de la Prensa.	91
Figura 3.20 Deflexión Máxima en Carro de la Prensa.	91
Figura 3.21 Sección Crítica del Carro de la Prensa.	93
Figura 3.22 Geometría del Porta Dado Superior.	94
Figura 3.23 Simulación del Comportamiento del Porta Dado Superior.	96
Figura 3.24 Geometría de la Base de la Prensa.	98
Figura 3.25 Diagrama de distribución de carga de la Base de la Prensa: fuerza cortante y momento flector.	99
Figura 3.26 Simulación del Comportamiento de la Base de la Prensa.	102
Figura 3.27 Deflexión Máxima en la Base de la Prensa.	103
Figura 3.28 Sección Crítica de la Base de la Prensa.	104
Figura 3.29 Geometría de las Columnas de la Estructura.	106
Figura 3.30 Diagrama de Cuerpo Libre de las Columnas de la Estructura.	106
Figura 3.31 Sección Crítica de la Columna de la Estructura.	107
Figura 3.32 Simulación del Comportamiento de las Columnas de la Estructura.	109
Figura 3.33 Geometría del Punzón de Embutición.	111
Figura 3.34 Simulación del Comportamiento del Punzón de Embutición.	113
Figura 3.35 Esfera Cóncava Contra Esfera Convexa.	116
Figura 3.36 Sistema de Retorno del Embolo.	119
Figura 4.1 Diagrama de Ensamble del Sistema Hidráulico de Embutición.	129
Figura 4.2 Sistema Hidráulico de Embutición.	129
Figura 4.3 Diagrama de Ensamble del Sistema Mecánico de Sujeción.	130
Figura 4.4 Sistema Mecánico de Sujeción.	131
Figura 4.5 Diagrama de Ensamble de la Estructura Complementaria.	131
Figura 4.6 Estructura Complementaria.	132
Figura 4.7 Equipo Erichsen Ensamblado.	132
Figura 4.8 Equipo para Pruebas de Embutición de Láminas Metálicas Tipo Erichsen.	133

Figura 5.1 Vajilla Militar “FMSB”.	134
Figura 5.2 Lámina Metálica Proporcionada “FMSB”.	135
Figura 5.3 Productos Embutidos “Metaltronic”.	136
Figura 5.4 Lámina Metálica Proporcionada “Metaltronic”.	137
Figura 5.5 Productos Embutidos “SIDEK”.	137
Figura 5.6 Lámina Metálica Proporcionada “SIDEK”.	138
Figura 5.7 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Acero ASTM A36.	141
Figura 5.8 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Acero Inoxidable AISI 304.	143
Figura 5.9 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Aluminio 3003.	144
Figura 5.10 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Acero Galvanizado.	146
Figura 5.11 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Cobre.	147
Figura 5.12 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Láminas Metálicas.	148
Figura 5.13 Sistemas de Análisis Workbench.	149
Figura 5.14 Mallado Dado Inferior.	150
Figura 5.15 Mallado Punzón de Embutición.	151
Figura 5.16 Mallado Lámina Metálica.	151
Figura 5.17 Mallado Dado Superior.	152
Figura 5.18 Mallado de Elementos.	152
Figura 5.19 Contacto de Lámina Metálica con Dados.	153
Figura 5.20 Contacto de Punzón con Lámina Metálica.	153
Figura 5.21 Fijación de Dado.	154
Figura 5.22 Fuerza de Sujeción de la Lámina Metálica.	154
Figura 5.23 Desplazamiento del Punzón de Embutición.	155
Figura 5.24 Zona de Rotura de la Lámina Metálica.	156
Figura 5.25 Lámina Metálica Simulada.	156
Figura 5.26 Índice Erichsen Simulado en Acero ASTM A36.	157
Figura 5.27 Índice Erichsen Simulado en Acero Inoxidable AISI 304.	158
Figura 5.28 Índice Erichsen Simulado en Aluminio 3003.	159
Figura 5.29 Índice Erichsen Simulado en Acero Galvanizado.	160
Figura 5.30 Índice Erichsen Simulado en Cobre.	161

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A	DETERMINACIÓN DE LOS DESARROLLOS PARA DISTINTAS GEOMETRÍAS A SER EMBUTIDAS.	174
ANEXO B	PROFUNDIDAD DE EMBUTIDO Y NÚMERO DE OPERACIONES.	177
ANEXO C	OTROS ENSAYOS DE EMBUTIBILIDAD DE LÁMINAS METÁLICAS.	179
ANEXO D	DIMENSIONES BÁSICAS DE ROSCAS ACME.	182
ANEXO E	FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO PARA EJE CIRCULAR EN TENSIÓN.	185
ANEXO F	PLANOS TÉCNICOS DE ELEMENTOS DEL EQUIPO ERICHSEN.	187
ANEXO G	HOJAS DE PROCESOS DE ELEMENTOS DEL EQUIPO ERICHSEN.	188
ANEXO H	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.	208
ANEXO I	PROCEDIMIENTO PARA EL ENSAYO ERICHSEN.	214
ANEXO J	HOJAS DE REPORTES DE DATOS.	221

NOMENCLATURA

d	Diámetro del punzón de embutición (mm).
dm	Diámetro externo de la pieza embutida (mm).
rm	Radio exterior de la pieza embutida (mm).
D	Diámetro del desarrollo del disco de la lámina metálica a embutir (mm).
r	Radio de arista de la matriz de embutición (mm).
sc	Espesor de la lámina metálica (mm).
D'	Reducción del diámetro de disco debido a la embutición (mm).
P	Fuerza necesaria para el proceso de embutición (Kgf).
h'	Altura real de pieza embutida (mm).
h	Altura teórica de pieza embutida (mm).
K _{ct}	Resistencia de la lámina a la tracción (Kgf/mm ²).
p	Presión específica unitaria del pisador (Kgf/cm ²).
V	Velocidad de embutición (mm/s).
F _{suj}	Fuerza de sujeción de la lámina (Kgf).
IE	Índice Erichsen (mm).
$\sigma_{f_{max}}$	Esfuerzo máximo de flexión de la viga (Kg/mm ²).
M	Momento flexionante positivo (Kg.mm).
C _{vig}	Distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada de la viga (mm).
I	Segundo momento de área de la viga (mm ⁴).
b _{vig}	Ancho de la viga (mm).
h _{vig}	Altura de la viga (mm).
L _{vig}	Longitud de viga (mm).
σ_t	Esfuerzo normal de tracción (Kg/mm ²).
σ_c	Esfuerzo normal de compresión (Kg/mm ²).
F _{dis}	Carga total de diseño (Kgf).
A _{st}	Área de sección transversal (mm ²).
τ	Esfuerzo cortante de torsión (Kg/mm ²).
T _{ap}	Torque aplicado (Kgf.mm).

diam	Diámetro de barra (mm).
τ_p	Esfuerzo cortante puro (Kg/mm ²).
$A\tau_p$	Área de corte en esfuerzo cortante puro (mm ²).
τ_{perm}	Esfuerzo cortante permisible (Kg/mm ²).
S_{sy}	Resistencia a la fluencia del material por cortante (Kg/mm ²).
σ'	Esfuerzo de Von Mises (Kg/mm ²).
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$:	Esfuerzos normales en componentes x, y, z (Kg/mm ²).
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$:	Esfuerzos cortantes en componentes x, y, z (Kg/mm ²).
S_y	Resistencia a la fluencia del material (Kg/mm ²).
FS	Factor de seguridad.
Y_{max}	Deflexión máxima de la viga debida a flexión (mm).
E	Modulo de elasticidad del material (Kg/mm ²).
δ_{max}	Deflexión máxima debida a tracción o compresión (mm).
L_{bar}	Longitud de barra (mm).
k	Constante de esbeltez para columnas cargadas axialmente.
σ_{perm}	Esfuerzo normal permisible (Kg/mm ²).
σ_{permp}	Esfuerzo normal permisible en pandeo (Kg/mm ²).
L_{torn}	Longitud del tornillo de potencia (mm).
rc	Radio de giro de pandeo del tornillo (mm).
E_{torn}	Relación de esbeltez del tornillo de potencia.
E_{cr}	Relación de esbeltez critica de columnas cargadas axialmente.
F_{permp}	Carga permisible en pandeo (Kgf).
K_{ce}	Factor de concentración de esfuerzo normal.
σ_o	Esfuerzo normal teórico de concentrador de esfuerzo (Kg/mm ²).
τ_o	Esfuerzo cortante teórico de concentrador de esfuerzo (Kg/mm ²).
Φ	Diámetro nominal de pernos y tornillos (mm).
p'	Paso de Tornillo de Potencia (mm).
dr	Diámetro de raíz de pernos y tornillos (mm).
θ	Ángulo de la rosca del tornillo de potencia (grados).
α	Ángulo de la hélice del tornillo de potencia (grados).
T_r	Torque requerido por el tornillo de potencia para elevar la carga (Kgf.mm).

d_p	Diámetro de paso del tornillo de potencia (mm).
f	Coefficiente de fricción (acero-acero).
θ_n	Relación entre ángulo de la rosca y ángulo de hélice (grados).
σ_a	Esfuerzo de apoyo en la rosca del tornillo de potencia (Kgf/mm^2).
n	número de roscas en contacto.
σ_b	Esfuerzo de Flexión en la raíz de la rosca del tornillo de potencia (Kg/mm^2).
F_{ros}	Fuerza soportada por el primer hilo de la rosca del tornillo de potencia (Kgf).
d_o	Proyección del diámetro del círculo de contacto entre esferas (Hertz) (mm).
P_{dis}	Fuerza de embutición de diseño (Kgf).
K_c	Coefficiente de curvatura de las esferas en contacto (Hertz).
p_H	Presión ejercida por las esferas en contacto (Hertz) (Kgf/mm^2).
r_1	Radio de la esfera convexa (Hertz) (mm).
r_2	Radio de la esfera cóncava (Hertz) (mm).
p_{Hmax}	Presión máxima permisible para el contacto de esferas (Hertz) (Kgf/mm^2).
p_{Ht}	Resistencia del material al contacto (Kgf/mm^2).
F_{res}	Capacidad de carga del resorte de extensión (Kgf).
d_{res}	Diámetro del alambre del resorte de extensión (mm).
$\sigma_{f_{res}}$	Esfuerzo de flexión del resorte de extensión (Kgf/mm^2).
D_{res}	Diámetro nominal del resorte de extensión (mm).
R_{res}	Radio nominal del resorte de extensión (mm).
n_{res}	Número de espiras del resorte de extensión.
G_r	Módulo de elasticidad transversal para acero templado (resortes)(Kgf/mm^2).
F_{sujd}	Fuerza de sujeción de diseño de la lámina (Kgf).
RA	Reacción estática en A (Kgf).
RB	Reacción estática en B (Kgf).
VA	Fuerza cortante en A (Kgf).
VB	Fuerza cortante en B (Kgf).
MA	Momento flector en A (Kgf.mm).
MB	Momento flector en B (Kgf.mm).
D_{col}	Diámetro de columna (mm).
L_{col}	Longitud de columna (mm).

L_{car}	Longitud del carro de la prensa (mm).
b_{car}	Ancho del carro de la prensa (mm).
h_{car}	Espesor del carro de la prensa (mm).
C_{car}	Distancia de la fibra neutra a la más alejada del carro de la prensa (mm).
D_{pd}	Diámetro mayor del porta dado superior (mm).
d_{pd}	Diámetro menor del porta dado superior (mm).
L_{pd}	Longitud del porta dado superior (mm).
L_{bas}	Longitud de la base de la prensa (mm).
h_{bas}	Espesor de la base de la prensa (mm).
b_{bas}	Ancho de la base de la prensa (mm).
C_{bas}	Distancia de la fibra neutra a la más alejada de la base de la prensa (mm).
D_{pun}	Diámetro de la cabeza esférica del punzón de embutición (mm).
L_{pun}	Longitud del punzón de embutición (mm).
E_{pun}	Relación de esbeltez del punzón de embutición.

RESUMEN

El presente proyecto se enfoca en la determinación del grado de embutibilidad de distintos materiales y espesores de láminas metálicas que son utilizadas por la industria metalmecánica en la fabricación de piezas y productos por medio del proceso de embutición.

Para comprobar que tan dúctil puede comportarse una lámina metálica cuando se la embute, es necesario ensayarla bajo exigencias normalizadas y para el presente caso se utilizan ensayos tipo Erichsen.

Se define el proceso de embutición y todas sus características y parámetros que se debe conocer para comprender a fondo su funcionamiento, también se da a conocer todos los requerimientos que la norma ASTM E643-09 exige para realizar ensayos tipo Erichsen y todas las consideraciones en cuanto a diseño se refiere para construir un equipo de pruebas de láminas metálicas.

Se realizó un sondeo de los materiales que se utilizan en ciertas empresas ecuatorianas que se dedican a la manufactura y fabricación de piezas y productos por medio de procesos de embutición y de acuerdo con este estudio se adquirió varios materiales en diferentes espesores para ser ensayados en el equipo diseñado y construido bajo todas las consideraciones de carga y esfuerzo que el proceso de embutición y la reacción de la lámina ensayada produce.

El equipo Erichsen se lo obtuvo por medio de la proyección de planos, dimensionamiento y selección de los materiales con criterios de seguridad, selección de mecanismos de accionamiento adecuados y delimitación de procesos tecnológicos de fabricación, que con el uso apropiado de un manual de operación y mantenimiento se lo puede utilizar para obtener resultados confiables al ser un equipo de alta precisión.

Los resultados obtenidos en cada uno de los ensayos realizados, fueron muy satisfactorios ya que todos cumplen con los propósitos de la norma técnica utilizada, así como también se muestran bastante aproximados con datos teóricos con los cuales se los comparó.

La utilidad del equipo pretende solidificarse como un instrumento de apoyo y beneficio para profesionales y empresas que se dedican a la manufactura de productos embutidos, siendo un soporte para evitar fallos en la fabricación debido a una incorrecta selección del material lo cual provoca gastos innecesarios.

Una vez realizada una serie de ensayos sometidos a procedimientos estandarizados establecidos, se realizó una simulación en un software CAE con el fin de observar el comportamiento de la lámina ensayada y realizar una comparación con los resultados obtenidos experimentalmente en el equipo.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

El proyecto comprende el estudio del grado de embutibilidad de láminas metálicas, las cuales son utilizadas por la industria metalmeccánica para la elaboración de productos mediante procesos de embutición.

La embutibilidad es la característica que determina la resistencia de un material a ser embutido, con el fin de generar productos cóncavos como tapas, ollas y otros recipientes similares.

El estudio abarca tanto el diseño, construcción y montaje de un Equipo para Pruebas de Embutición de Láminas Metálicas Tipo Erichsen, así como también una serie de ensayos normalizados con diferentes materiales llevados a cabo en el mencionado equipo.

La simulación del comportamiento de las láminas metálicas se llevará a cabo mediante un software CAE, basado en el análisis de los elementos finitos, los cuales en conjunto se comparan con los resultados obtenidos en la práctica mediante los ensayos.

El presente proyecto pretende consolidarse como un documento de apoyo para los profesionales que incursionan en la fabricación de productos mediante procesos de embutición, en tal virtud se hace necesario desarrollar un procedimiento detallado para la verificación y posteriormente una adecuada selección del material a conformar.

1.2. ANTECEDENTES

Debido al largo tiempo de la elaboración de piezas metálicas embutidas en la industria manufacturera, surge la necesidad de verificar el cumplimiento de las características y especificaciones técnicas de las láminas metálicas, previo a un proceso de embutición, cuando esta no es seleccionada de una forma

correcta se producen gastos innecesarios y daños en la materia prima (láminas metálicas) y herramental, lo cual conduce a buscar una manera técnica para comprobar la ductilidad del material antes de ser conformado.

Esto lleva a la investigación de ensayos de embutición basados en normas técnicas, de los cuales, uno de los más utilizados es el ensayo de embutición tipo Erichsen.

Mediante la embutición, el material que originalmente tiene una forma plana, se transforma en un cuerpo cóncavo por medio de alargamiento de sus fibras.

Dicho alargamiento se lo puede controlar si se conoce cuan dúctil es el material.

1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

El estudio del grado de embutibilidad de láminas metálicas, pretende ser aprovechado en este proyecto para determinar las características y especificaciones que los materiales requieren para elaborar productos bajo el proceso de embutición, para este fin, se diseñará un equipo que facilite la comprobación de sus características, las cuales permitirán una correcta selección del mismo, ahorrando tiempo y evitando utilizar materiales inadecuados.

Para el diseño y ensamble de este equipo, se utilizará el software SolidWorks, con la finalidad de realizar modelados mecánicos de los elementos del equipo.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL

Determinar el grado de embutibilidad de láminas metálicas utilizadas en la industria metalmeccánica en procesos de embutición, a través de ensayos tipo Erichsen.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y construir un equipo tipo Erichsen para verificar la embutibilidad de láminas metálicas.
- Realizar un sondeo sobre los materiales que utiliza la industria metalmeccánica en la manufactura de productos fabricados mediante el proceso de embutición.
- Realizar una serie de ensayos normalizados con distintos tipos de láminas metálicas para determinar el grado de embutibilidad de cada una.
- Desarrollar procedimientos estandarizados para la ejecución del ensayo tipo Erichsen.
- Simular el comportamiento de las láminas metálicas utilizadas en el ensayo mediante un software CAE.

1.5. ALCANCE DEL PROYECTO

Con la utilización de un equipo para pruebas de embutición tipo Erichsen, se podrá verificar el Índice de Embutido (índice Erichsen) de las láminas metálicas.

El índice Erichsen es la profundidad o recorrido, expresado en milímetros, del punzón desde la posición de contacto con la probeta (lámina metálica) hasta el comienzo de la ruptura de esta.

El equipo contará con un mecanismo que permita ejercer presión de un punzón con cabeza esférica sobre la lámina, el cual no debe girar durante el ensayo.

Se realizará una serie de ensayos a distintos materiales que se utilizan en la industria metalmeccánica para elaboración de productos y piezas embutidas.

Con los datos obtenidos mediante ensayos a diferentes tipos de láminas metálicas se podrá realizar un análisis de resultados.

El equipo contará con una cámara de video debidamente ubicada con el fin de apreciar visualmente todo el proceso del ensayo hasta que la fractura de la lámina metálica ocurra.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. PROCESO DE EMBUTICIÓN

2.1.1. DEFINICIÓN

La operación de embutido consiste generalmente en transformar una lámina metálica plana en un cuerpo cóncavo, procediendo para ello gradualmente mediante una o más operaciones. Este proceso se explica en la figura 2.1.

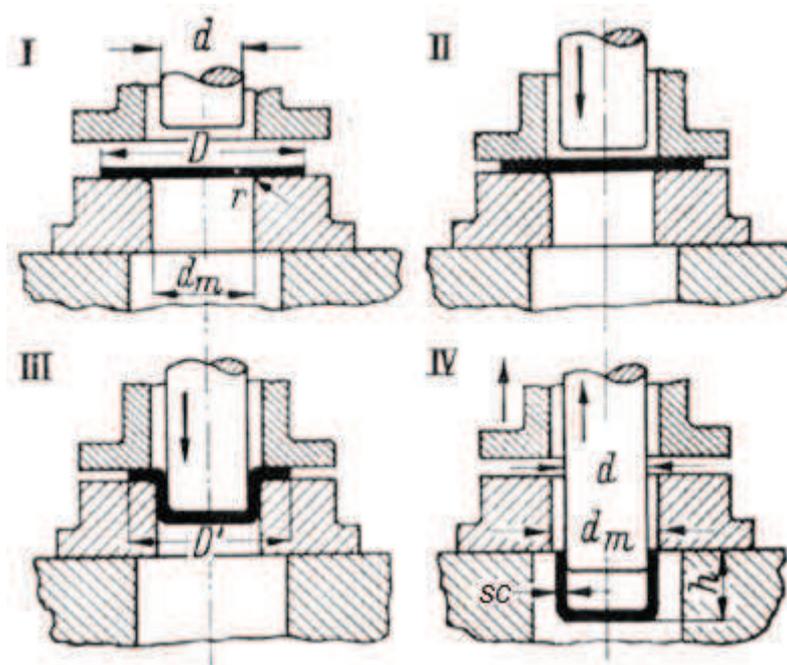


Figura 2.1 Proceso de Embutición de Piezas Cilíndricas Huecas.¹

- I. Se coloca el disco de la lámina de diámetro D sobre la matriz para embutir.
- II. Desciende el pisador y el punzón de embutir, el pisador entra antes en contacto con el disco de la lámina y lo sujeta ejerciendo presión sobre su contorno exterior.

¹ Fuente: Herramientas de Troquelar, Estampar y Embutir, Oehler-Gerhard, pág. 305.

III. El punzón de diámetro d , establece contacto con la lámina y la empuja a través de la abertura de la matriz, con lo que el material del disco de la lámina fluye por encima de la arista de la matriz de embutición de radio r y el diámetro exterior D de dicho disco disminuye hasta alcanzar el valor D' .

IV. Una vez que se ha conseguido la forma cóncava definitiva, habiendo el punzón alcanzado su posición más baja, éste y el pisador vuelven a subir.

Durante el proceso de embutición se genera un estado de esfuerzos biaxial equilibrada.

Las paredes laterales de la pieza embutida se encuentran en tensión por deformación plana, debido a que el punzón no permite la contracción circunferencial.

El material en transformación entre la pared y la brida está sometido a flexión y compresión, y la brida se encuentra en tensión radial y compresión circunferencial, pues la circunferencia de la pieza conformada se reduce, mientras que se le obliga a adquirir el diámetro menor de la abertura de la matriz como se muestra en la figura 2.2.

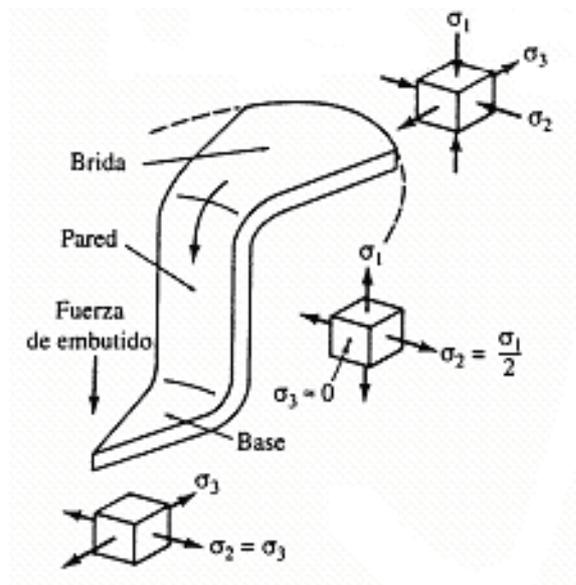


Figura 2.2 Estado de Esfuerzos que Varían Sobre Partes Diferentes Parcialmente Estiradas.²

Los esfuerzos circunferenciales de compresión causan que la pieza se engrose, y el juego punzón-matriz sea usualmente 20% mayor que el espesor de la lámina.

² Fuente: Troquelado y Estampación, Tomás López Navarro, pág. 118

2.2. DETERMINACIÓN DE LOS DESARROLLOS

Uno de los objetivos en la embutición es determinar los desarrollos (dimensiones iniciales) de la lámina metálica y su forma para proporcionar el objeto deseado, con el mínimo empleo de material.

Los desarrollos que teóricamente pueden determinarse con mayor exactitud corresponden a cuerpos geométricos regulares rectos, o con secciones circulares. Sin embargo la exactitud obtenida no es rigurosa debido al estirado que sufren las paredes de los recipientes.

En el Anexo A se muestra la determinación de los desarrollos para distintas geometrías a ser embutidas.

Un método elemental para efectuar el cálculo de un desarrollo es considerar este como una superficie equivalente de la pieza desarrollada, y no como un valor lineal de la misma.

- Determinación del desarrollo de un recipiente cilíndrico:

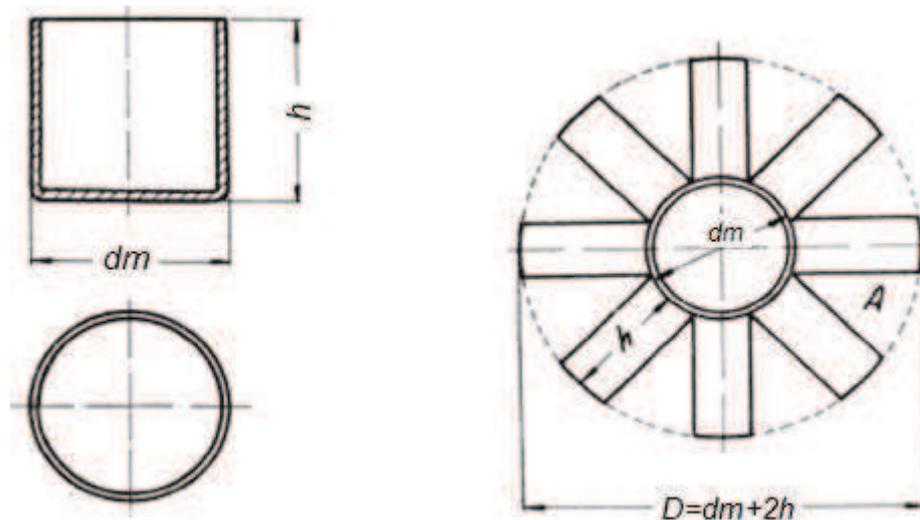


Figura 2.3 Desarrollo de un Recipiente Cilíndrico.³

³ Fuente: Troquelado y Estampación, Tomás López Navarro, pág. 128

Aplicando el método de Superficies Equivalentes al cilindro de la Figura 2.3 obtendremos:

Superficie del disco desarrollado:

$$A = \pi \frac{D^2}{4}$$

Superficie exterior del cilindro:

$$A = \pi \frac{dm^2}{4} + \pi \cdot dm \cdot h$$

Al igualar las superficies tenemos:

$$\pi D^2 = \pi \cdot dm^2 + 4 \cdot \pi \cdot dm \cdot h$$

$$D^2 = dm^2 + 4 \cdot dm \cdot h$$

Diámetro inicial de la lámina a embutir:

$$D = \sqrt{dm^2 + 4 \cdot dm \cdot h} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde:

D: Diámetro del desarrollo del disco de la lámina metálica a embutir (mm).

dm: Diámetro externo de la pieza embutida (mm).

h: Altura teórica de la pieza embutida (mm).

- Embutición con base semiesférica

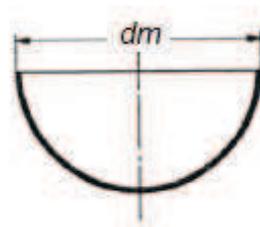


Figura 2.4 Embutición con Base Semiesférica.⁴

⁴ Fuente: Herramientas de Troquelar, Estampar y Embutir, Oehler-Gerhard, pág. 350

Superficie del disco desarrollado:

$$A = \pi \frac{D^2}{4}$$

Superficie exterior de la semiesfera:

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r m^2$$

Al igualar las superficies tenemos:

$$\frac{\pi}{4} D^2 = 2 \cdot \pi \cdot r m^2$$

$$\frac{\pi}{4} D^2 = 2\pi(dm/2)^2$$

Diámetro inicial de la lámina a embutir:

$$D = \sqrt{2} \cdot dm$$

Ecuación 2.2

Donde:

D: Diámetro del desarrollo del disco de la lámina metálica a embutir (mm).

dm: Diámetro externo de la pieza embutida (mm).

2.3. FUERZA DEL PUNZÓN PARA EMBUTIR

La fuerza ejercida por el punzón en una embutición depende principalmente de la resistencia de la lámina metálica a la tracción, del diámetro del punzón, del diámetro del desarrollo del disco y del espesor de la chapa.

Es fundamental conocer que la forma que se desea embutir, la presión del pisador sujetador de la chapa, la velocidad de la operación de embutición, el redondeado de la arista de embutición, el juego entre la matriz y el punzón, la diferencia de dureza de las partes del equipo y aun el tipo de lubricante, tienen una influencia insignificante sobre la magnitud de la fuerza que ejerce el punzón.

La fuerza de embutición aumenta con rapidez al iniciarse la carrera del punzón y alcanza su valor máximo cuando este queda introducido hasta una profundidad determinada en el dado de embutición.

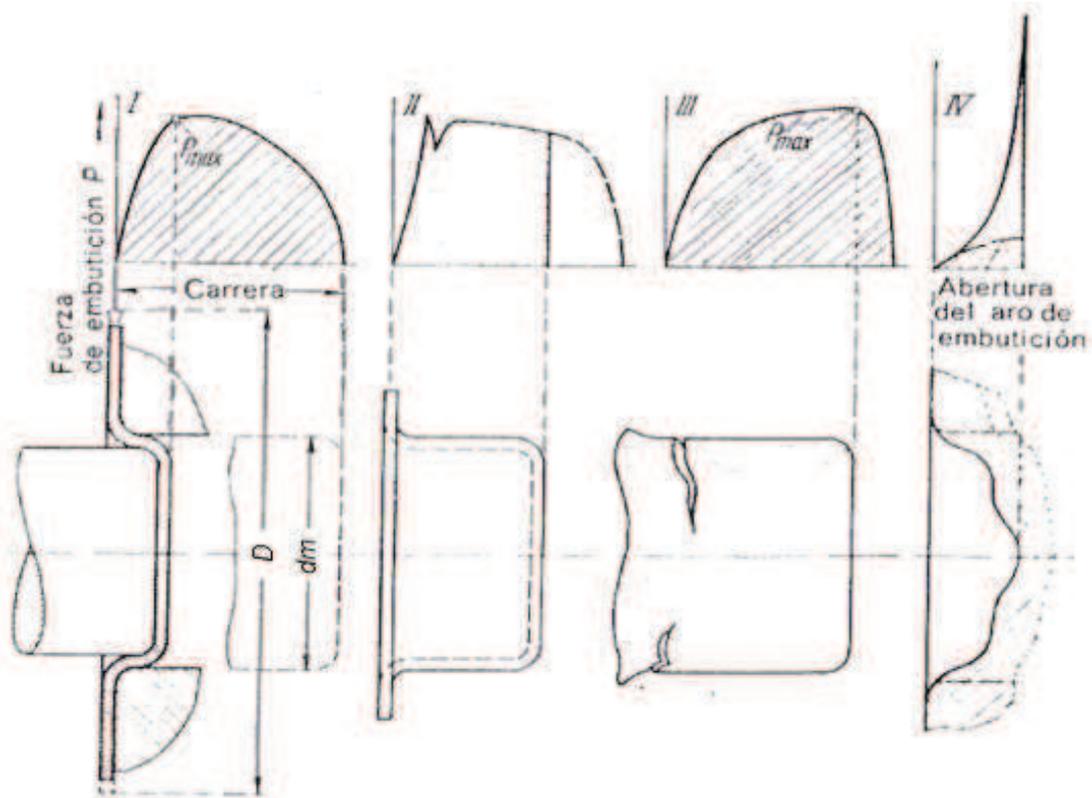


Figura 2.5 Gráficos de la Fuerza en el Proceso de Embutición.⁵

En la figura 2.5 (I), se muestra la influencia del juego de embutición y el redondeado de la arista de embutición.

Se observa en la figura 2.5 (II), que la pieza no se embute totalmente sino que queda una brida remanente.

La figura 2.5 (III), muestra que el valor máximo de la fuerza de embutición queda mucho más atrás.

La figura 2.5 (IV), muestra la embutición de una pieza de pared lateral no cilíndrica, la fuerza es relativamente pequeña y, después de aumentar un poco, permanece constante.

⁵ Fuente: Herramientas de Troquelar, Estampar y Embutir, Oehler-Gerhard, pág. 315

A continuación se expone una fórmula que permite determinar la fuerza necesaria para embutir.

$$P = \pi \cdot d \cdot sc \cdot K_{ct} \cdot \ln \frac{D}{d} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Donde:

P = Fuerza necesaria para el proceso de embutición (Kgf).

d = Diámetro del punzón de embutición (mm).

sc = Espesor de la lámina (mm).

K_{ct} = Resistencia de la lámina a la tracción (Kgf/mm²).

D = Diámetro del desarrollo del disco de la lámina metálica a embutir (mm).

MATERIAL DE LA LÁMINA METÁLICA	Resistencia de la lámina a la tracción
	(K_{ct}) Kg/mm ²
Acero comercial	40
Acero inoxidable	70
Cobre	30
Aluminio	17
Duraluminio	45
Acero dulce	36
Bronce	45
Latón	33
Zinc	20
Plata	24

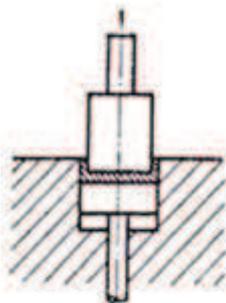
Tabla 2.1 Resistencia a la Tracción de Láminas de Embutición.⁶

⁶ Fuente: Teoría de la embutición, Fundación Ascamm, pág. 78

2.4. JUEGO ENTRE MATRIZ Y PUNZÓN

Se entiende por juego entre matriz y punzón a la separación que existe entre estos. Además de la tolerancia natural que se debe dejar entre el punzón y la matriz que corresponde al espesor de la lámina a embutir, es conveniente agregar un 20% más, esto con el fin de permitir que el material se adapte bien a la forma del punzón, evitando un exceso de fricción, que origina defectos y marcas en las piezas embutidas.

No todas las operaciones tienen el mismo juego entre matriz y punzón, tal como se muestra en la tabla 2.2.



Tolerancia entre matriz y punzón de forma circular

Operación	Tolerancia punzón	Tolerancia matriz
Primera	\varnothing punzón + 2,2 × SC	\varnothing matriz - 2,2 × SC
Segunda	\varnothing punzón + 2,3 × SC	\varnothing matriz - 2,3 × SC
Tercera	\varnothing punzón + 2,4 × SC	\varnothing matriz - 2,4 × SC
Sucesión final	\varnothing punzón + 2,0 × SC	\varnothing matriz - 2,0 × SC
Primera	\varnothing punzón + 2,2 × SC	\varnothing punzón - 2,2 × SC
Segunda	\varnothing punzón + 2,2 × SC	\varnothing punzón - 2,2 × SC
Tercera final	\varnothing punzón + 2,0 × SC	\varnothing punzón - 2,0 × SC

Tabla 2.2 Tolerancias para Matrices de Embutir (sc=espesor de la lámina).⁷

2.5. LUBRICACIÓN

Cuando se transforma una lámina metálica en un cuerpo cóncavo obtenido por embutición, se desarrollan esfuerzos en las fibras del material, generándose durante el proceso, resistencias de fricción entre la lámina a transformar, el punzón y la matriz; produciéndose como consecuencia bastante calor.

Para evitar estas considerables fricciones y reducir las posibilidades de romper las fibras de la lámina, se debe realizar una lubricación adecuada de las superficies de rozamiento; con este lubricado no solo se reducen los esfuerzos

⁷ Fuente: Troquelado y Estampación, Tomás López Navarro, pág. 141

de fricción sino que también se logra un aumento en la capacidad de transformación del material para obtener un trabajo con un mejor acabado. Según los diversos materiales con que se trabaje, el lubricante puede ser de varias clases como se lo indica en la tabla 2.3.

Operación	Acero	Latón, cobre y bronce	Plomo, zinc, estaño, metal blando	Aluminio y sus aleaciones
Embutido	Aceite soluble	Agua y jabón	Aceites minerales y grafito	Aceite de vaselina. Vaselina. Aceite con grafito
Estirado	Aceite soluble	Agua y jabón. Aceite de ricino	Aceites minerales y grafito	Aceite de vaselina. Vaselina. Aceite con grafito. Aceite de ricino + Aceite mineral.
Extrusión			Aceites minerales y grafito	1/2 litro aceite de ricino + 1/4 litro aceite mineral + 1/4 litro de agua y 100 gramos polvo de talco.

Tabla 2.3 Productos de Lubricación para Distintos Trabajos.⁸

2.6. VELOCIDAD DE EMBUTICIÓN

Se entiende por velocidad de embutición, al desplazamiento por unidad de tiempo que tiene el punzón el momento de la operación de embutición.

Es necesario realizar una embutición con baja velocidad cuando estamos trabajando con láminas de cinc y sus aleaciones.

⁸ Fuente: Troquelado y Estampación, Tomás López Navarro, pág. 148

Existe una velocidad óptima para los distintos tipos de metales, con el fin de permitirle el tiempo necesario para pasar al estado plástico sin que se produzcan roturas.

Las velocidades mas recomendadas según experiencias realizadas a cuerpos cilíndricos son mostradas en la tabla 2.4.

Cinc y acero inoxidable:	200 mm/s
Acero dulce:	280 mm/s
Aluminio:	500 mm/s
Latón:	750 mm/s

Tabla 2.4 Velocidad de Embutición Recomendada para Diferentes Materiales.⁹

En el caso de embutir piezas no cilíndricas, se recomienda velocidades pequeñas para reducir el riesgo de adelgazamiento del material. Para este caso se puede determinar su velocidad con la siguiente fórmula:

$$V = 33,3\left(1 + \frac{dm}{D}\sqrt{D - dm}\right) \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Donde:

V: Velocidad de embutición (mm/s).

D: Diámetro del desarrollo del disco de la lámina metálica a embutir (mm).

dm: Diámetro externo de la pieza embutida (mm).

2.7. FUERZA DE SUJECIÓN DE LA LÁMINA METÁLICA

La fuerza que ejerce el pisador (dado superior) sobre la lámina, tiene una gran importancia durante el proceso de embutición ya que una fuerza demasiado baja provocaría la formación de arrugas y pliegues en los bordes de la lámina metálica, mientras que una fuerza muy elevada de este, provocaría que la lámina no resbale el momento de la embutición produciéndose así un excesivo alargamiento de las fibras del material y su rotura prematura.

⁹ Fuente: Teoría de la embutición, Fundación Ascamm, pág. 70

Para determinar la fuerza que debe ejercer el pisador sobre la lámina metálica se aplica la siguiente fórmula:

$$F_{\text{suj}} = p \frac{\pi}{4} (D^2 - dm^2) \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde:

F_{suj} : Fuerza de sujeción de la lámina (Kgf).

D: Diámetro del disco de la lámina metálica en contacto con los dados (cm).

dm: Diámetro externo de la pieza embutida (cm).

p: Presión específica unitaria del pisador (Kg/cm^2).

MATERIAL	Presión Unitaria del Pisador	
	Kg/cm^2	MN/m^2
Acero	25	2.45
Estaño (blanco)	30	2.94
Plata (nueva)	18	1.76
Bronce	25	2.45
Cobre	20	1.96
Latón	20	1.96
Zinc	15	1.47
Aluminio	15	1.47

Tabla 2.5 Presión Unitaria del Pisador para Diferentes Materiales.¹⁰

2.8. INFLUENCIA DE LOS MATERIALES DE EMBUTIR SOBRE EL RESULTADO DE LA OPERACIÓN

El buen resultado del proceso de embutido de láminas metálicas, depende de la calidad del material y de su tratamiento.

Un material poco dúctil no se presta para embutir; si se lo utiliza, sus resultados serían pésimos y, en el mejor de los casos, se obtendrían piezas agrietadas y sin resistencia.

¹⁰ Fuente: Teoría de la embutición, Fundación Ascamm, pág. 77

Es evidente que la calidad y el tipo de material tienen una gran influencia sobre el número de transformaciones que es necesario establecer para obtener, de una pieza plana de lámina metálica, un objeto cóncavo.

“Queda demostrada la necesidad de realizar las oportunas pruebas sobre muestras de láminas del material en examen”.¹¹

2.9. DEFECTOS AL EMBUTIR

Existe una serie de defectos en lo que concierne a la operación de embutición; de estos, los más frecuentes son los siguientes, donde se estudia el origen de los fallos y su solución basándose en el tipo de defecto que se produce.

2.9.1. RELACIÓN DE LÍMITES DE RESISTENCIA A LA TRACCIÓN DESFAVORABLE

Si la tensión correspondiente al límite de elasticidad (σ_S) se aproxima demasiado al límite de rotura (σ_B), la diferencia que queda para que tenga lugar la compensación de tensiones es insuficiente para realizar un procedimiento de embutición. Por ello, la relación de límites de resistencia a la tracción debe ser por lo menos $\sigma_S / \sigma_B < 0.85\%$.

2.9.2. FORMACIÓN DE ARRUGAS

Este defecto se produce principalmente a una baja presión del pisador en el momento de realizar la embutición, en la figura 2.6 se puede apreciar la formación de arrugas debido a este tipo de defectos.

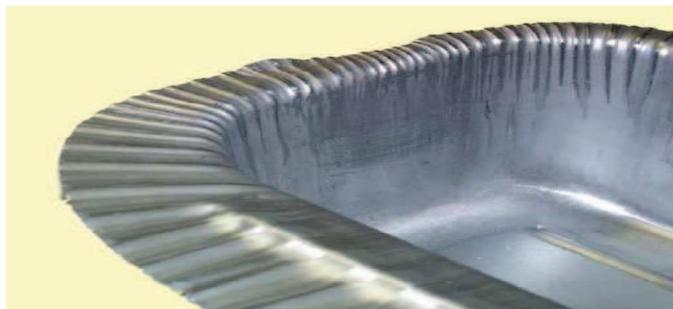


Figura 2.6 Formación de Arrugas de la Lámina Metálica¹²

¹¹ Fuente: Estampado en frío de la chapa, Mario Rossi, pág. 72

¹² Fuente: Defectos en Piezas Matrizadas, Fundación Ascamm, pág. 35

2.9.3. DEFECTOS DE LA LÁMINA METÁLICA

Los defectos de la lámina son muy raros y se detectan fácilmente en las zonas donde la pieza ha sufrido pocas embuticiones, y a pesar de eso, aparece una rotura. A este grupo también le corresponden los defectos originados por la introducción de cuerpos extraños durante la operación de laminación.

2.9.4. SUCESIÓN EXCESIVA EN LAS FASES DE EMBUTICIÓN

Este es un fenómeno presente debido al escalonado de embutición excesivamente grande en relación con la facilidad de embutición del material, por lo que se manifiesta como roturas en las piezas embutidas.

La figura 2.7 muestra la forma de rotura de las piezas embutidas, debido a este defecto de embutición.

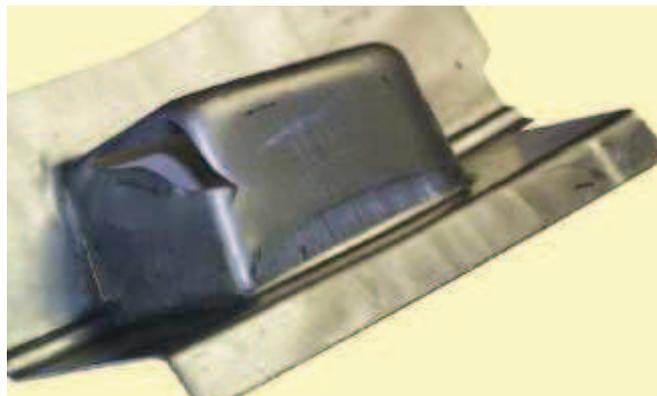


Figura 2.7 Rotura Originada por una Sucesión de Embutición Demasiado Grande.¹³

2.9.5. LÁMINAS DE BAJA CALIDAD

Las láminas de baja calidad no pueden embutirse correctamente aunque la sucesión se haya determinado correctamente. La demostración clara de que la calidad de la lámina no es la adecuada consiste en la formación de fisuras en la dirección de laminación y la aparición de sinuosidades.

¹³ Fuente: Defectos en Piezas Matrizadas, Fundación Ascamm, pág. 51

2.9.6. PUNZÓN DESCENTRADO

Es un factor muy importante a tomar en cuenta el momento de la operación, debido, a que las piezas embutidas se rompen en la zona más estrecha del juego de embutición. Como muestra la figura 2.8, donde el punzón está descentrado en una medida e con respecto a la matriz, de tal forma que las piezas embutidas se rompen por a .

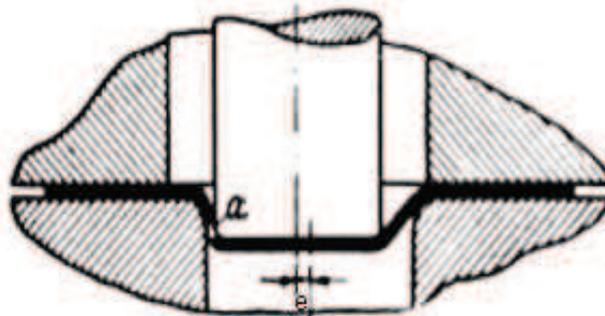


Figura 2.8 Disposición Descentrada del Eje del Punzón con Respecto a la Matriz.¹⁴

2.9.7. INCLINACIÓN DEL PUNZÓN

El desplazamiento debido a la inclinación del punzón con respecto a la matriz es más difícil de reconocer, tal como se observa en la figura 2.9; cuyo ángulo de inclinación da origen a piezas defectuosas que se rompen por c , iniciándose el abombado de la pared lateral de la lámina.

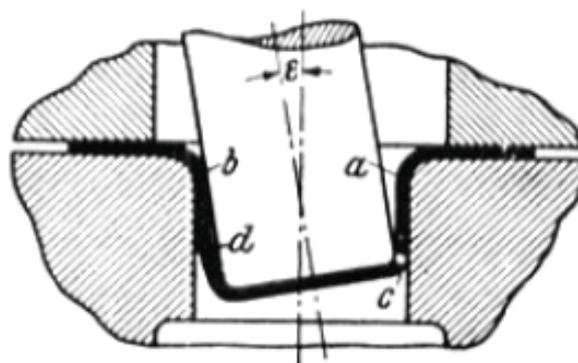


Figura 2.9 Disposición Inclinada del Eje del Punzón con Respecto a la Matriz¹⁵.

¹⁴ Fuente: Herramientas de Troquelar, Estampar y Embutir, Oehler-Gerhard, pág. 417

¹⁵ Fuente: Herramientas de Troquelar, Estampar y Embutir, Oehler-Gerhard, pág. 417

2.9.8. DESGARROS DEL FONDO EN TODO SU PERÍMETRO

Las principales causas que producen este tipo de defectos, se deben a presencia de un juego de embutición demasiado pequeño, en la figura 2.10 se muestra este tipo de defecto.



Figura 2.10 Pieza Embutida Rota como Consecuencia de un Juego de Embutición Demasiado Pequeño ¹⁶

2.10. ENSAYOS

2.10.1. ENSAYO ERICHSEN

El ensayo Erichsen es usado para evaluar la embutibilidad que tienen las láminas de material metálico. Consiste en practicar una embutición profunda en la lámina de examen, mediante un punzón de forma y dimensiones prefijadas. Debe prolongarse la prueba hasta que se produzca una grieta que atraviese todo el espesor de la lámina.

La profundidad de tal impresión (en mm), recibe el nombre de índice Erichsen (IE), y expresa la aptitud de la lámina para ser embutida.

¹⁶ Fuente: Herramientas de Troquelar, Estampar y Embutir, Oehler-Gerhard, pág. 420

Existe una directa relación entre la ductilidad de la lámina metálica y el índice Erichsen, ya que este último, es el valor máximo que la lámina puede estirarse ocurriendo su fractura.

En la figura 2.11 se muestra la relación que existe entre el índice Erichsen y la ductilidad de la lámina metálica al embutido para diferentes espesores.

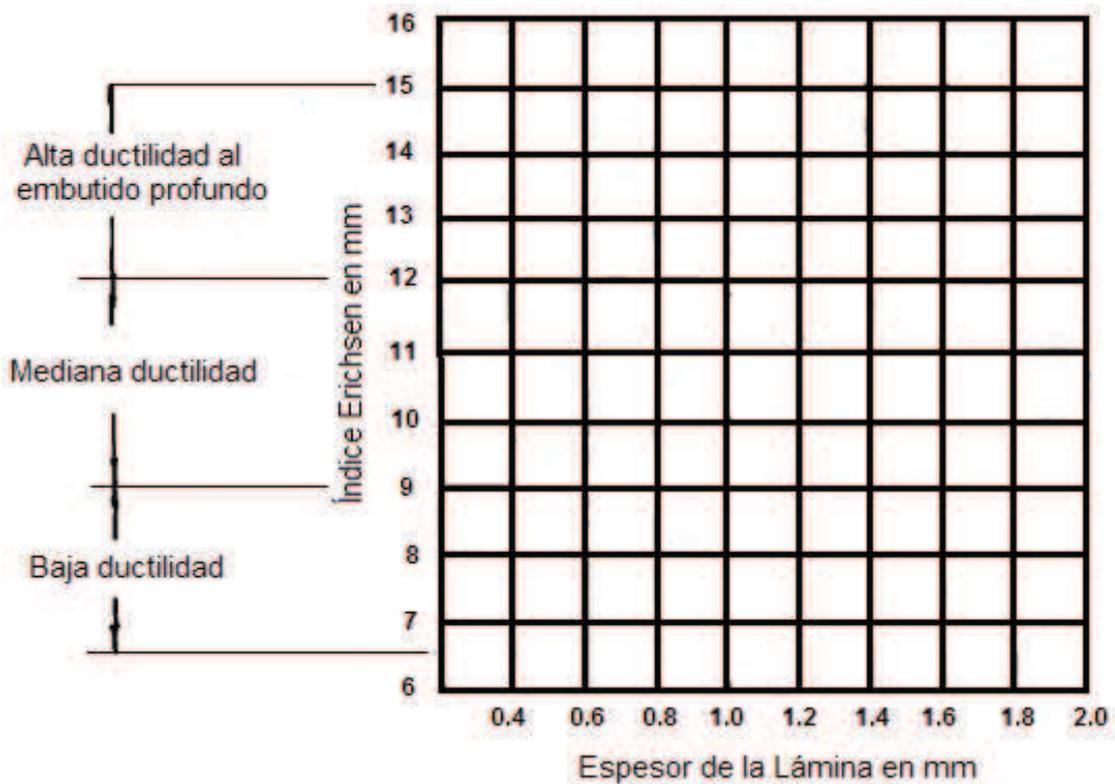
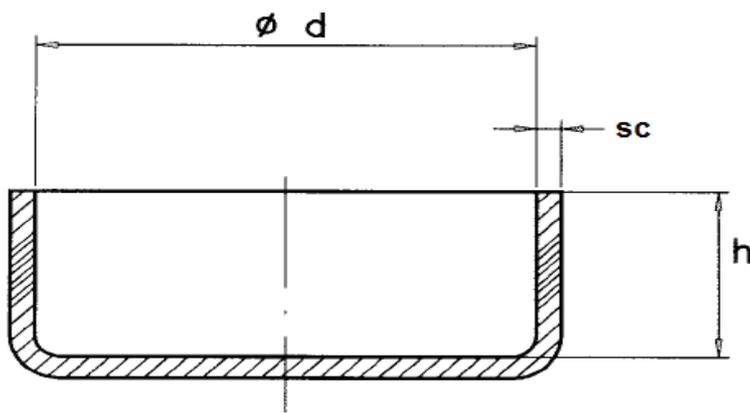


Figura 2.11 Relación Entre la Ductilidad de la Lámina y el Índice Erichsen.¹⁷

Si los datos obtenidos en los ensayos, del índice Erichsen con relación al espesor de la lámina, caen en la región de baja ductilidad al embutido de la figura 2.11; dicha lámina solo se la puede utilizar en procesos de embutición simples, esto es, en una sola fase, sin pisador de lámina y solamente piezas que tengan poca profundidad.

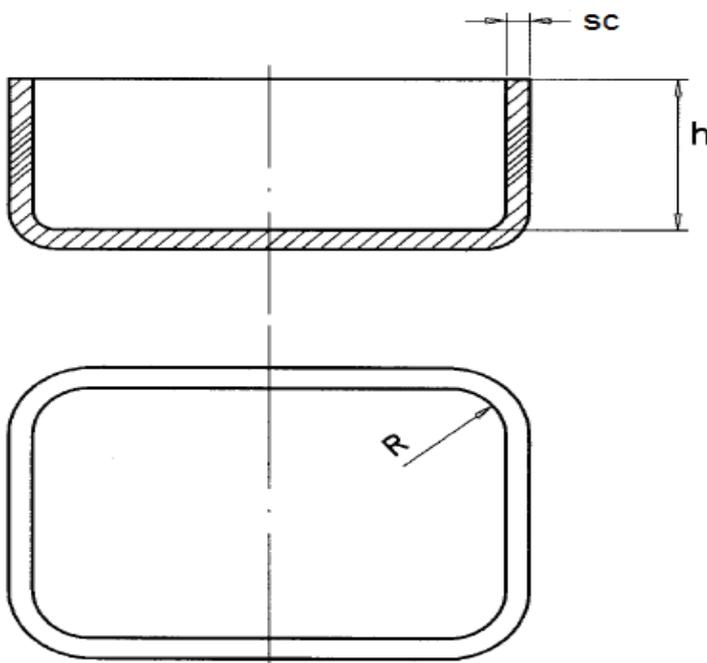
En embuticiones simples, la profundidad de embutido se restringe como se indica en la figura 2.12 para fondos de forma circular y en la figura 2.13 para fondos de forma poligonal.

¹⁷ Fuente: Estampado y Embutido, Eugen Kaczmarek, pág. 157



$$h \leq 0,3 \sqrt[3]{d^2} \cdot \sqrt{sc}$$

Figura 2.12 Altura de Embutido Simple para Fondos de Forma Circular.¹⁸



$$h \leq 0,3 \sqrt[3]{(2R)^2} \cdot \sqrt{sc}$$

Figura 2.13 Altura de Embutido Simple para Fondos de Forma Poligonal.¹⁹

Si el valor del índice Erichsen con relación al espesor de la lámina, cae en la región de mediana ductilidad al embutido de la figura 2.11; dicha lámina se la utiliza en procesos de embutición de doble efecto, esto es, en una sola fase, con pisador de lámina y piezas con mayor profundidad.

En embuticiones de doble efecto, la profundidad de embutido máxima que se puede alcanzar es aproximadamente igual a la mitad del diámetro del recipiente que se desea obtener.

¹⁸ Fuente: Teoría de la Embutición, Fundación ASCAMM, pág. 18

¹⁹ Fuente: Teoría de la Embutición, Fundación ASCAMM, pág. 18

Por último, si el valor de índice Erichsen con relación al espesor de la lámina, cae en la región de alta ductilidad al embutido profundo de la figura 2.11; como su nombre lo dice, dicha lámina se la utiliza en procesos de embutición profunda, esto es, en varias fases de acuerdo a la profundidad deseada, con pisador de lámina y el resultado son piezas con gran profundidad. En embuticiones profundas, la profundidad de embutido y el número de operaciones se los determina con la tabla que se muestra en el Anexo B.

2.10.2. ESTÁNDAR ASTM E643 – 09

Para efectuar el Ensayo Erichsen, este proyecto se basa en la norma internacional ASTM, la cual está emitida bajo la designación fijada E643; el número a continuación de la designación indica el año de la última aprobación original (2009).

El estándar ASTM E643 – 09, es la modificación más actual, hasta la fecha, para realizar el ensayo tipo Erichsen y recibe el nombre de “Método de Prueba Estándar para Deformación de láminas de Material Metálico por Bola Perforadora”, mediante la estandarización de muchos de los parámetros de prueba que previamente se han dejado a la discreción de las pruebas de laboratorio.

Esta norma ha sido estandarizada en Europa, y las principales diferencias que tiene con normas anteriores son los diámetros del penetrador y los dados.

2.10.2.1. Introducción

El Método de Prueba Estándar para Deformación de Láminas de Material Metálico por Bola Perforadora (estándar ASTM E643 – 09), es usado para evaluar la embutibilidad de láminas de material metálico. Esta involucra el estiramiento biaxial de una probeta de ensayo limitada. Idealmente, no debe ocurrir ningún movimiento relativo de la lámina a ensayar con respecto de las superficies de los dados superior e inferior, bajo la acción de la fuerza de sujeción de la probeta. La lámina de metal de prueba es ensayada hasta que la

carga caiga, la lámina se agriete o su fractura ocurra. La distancia recorrida por la bola perforadora (punzón), hasta que cualquiera de estas condiciones ocurra, es el resultado de la prueba.

Los resultados de las pruebas pueden variar con la fuerza de sujeción, lubricación, y los criterios para determinar el punto final de la prueba, ya sea caída de carga u observación de agrietamiento en la lámina.

2.10.2.2. Alcance

Este método de prueba cubre el procedimiento para la realización de la prueba de deformación de bola perforadora para láminas de material metálico diseñado para aplicaciones de forma.

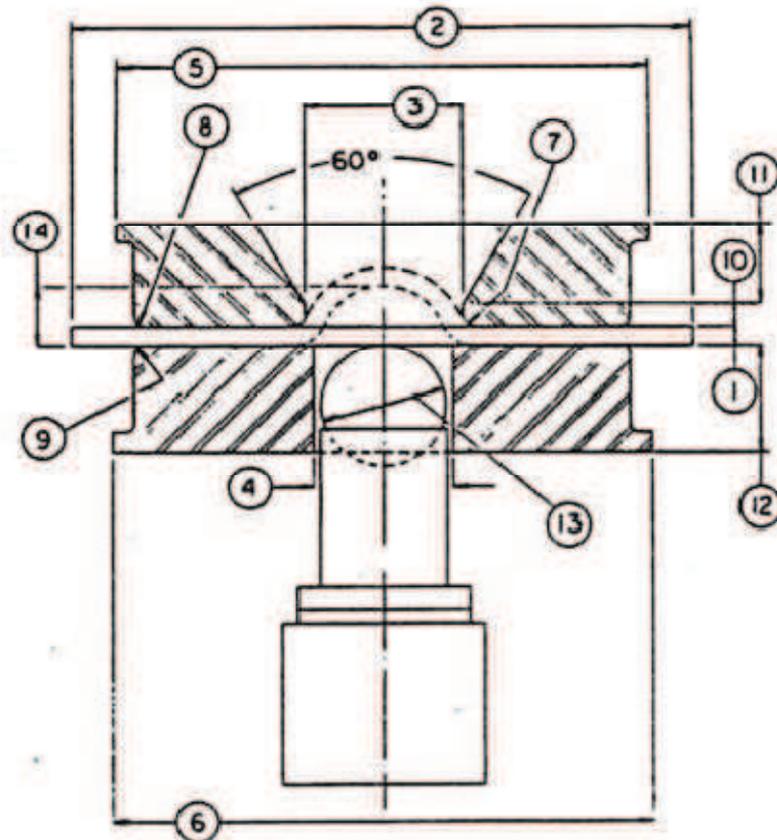
La prueba se aplica a probetas con espesores entre 0.20 y 2 mm.

Es responsabilidad del usuario de esta norma establecer prácticas de seguridad y determinar limitaciones reglamentarias previas a su uso.

2.10.2.3. Equipo

Cualquier máquina usada para realizar pruebas bajo las condiciones de la norma ASTM E643-09, deberá estar equipada para sujetar la probeta con una fuerza mínima de 998 Kgf (2200 lbf), debe tener un punzón esférico capaz de embutir la lámina hasta que el punto final ocurra.

Un esquema de los dados y el punzón según esta norma se observa en la figura 2.14.



	Dimensiones	
	pulg.	mm.
① Espesor de la pieza de prueba	espesor total	espesor total
② Ancho de la pieza de prueba (mínimo)	3.5	90
③ Diámetro del agujero del dado superior	ver 6.3	ver 6.3
④ Diámetro del agujero del dado inferior	1 ± 0.004	25.4 ± 0.1
⑤ Diámetro externo del dado superior (aproximado)	3.5	90
⑥ Diámetro externo del dado inferior (aproximado)	3.5	90
⑦ Radio esquinero del interior del dado superior	0.032 ± 0.002	0.81 ± 0.05
⑧ Radio esquinero del exterior del dado superior	0.032	0.8
⑨ Radio esquinero del exterior del dado inferior	0.032	0.8
⑩ Profundidad del agujero del dado superior	0.197 ± 0.010	5 ± 0.2
⑪ Espesor del dado superior (mínimo)	0.78	20
⑫ Espesor del dado inferior (mínimo)	0.78	20
⑬ Diámetro del extremo esférico del penetrador ²⁰	0.875 ± 0.002	22.22 ± 0.04
⑭ Profundidad de copa	profundidad de copa	profundidad de copa

Figura 2.14 Herramienta del Método de Prueba Estándar para Deformación de Láminas de Material Metálico por Bola Perforadora.²⁰

²⁰ Fuente: ASTM INTERNATIONAL, Designation: E643-09, pág. 2

La variación en la fuerza de sujeción es una fuente de alteración en la altura de copa (Índice Erichsen).

La máquina debe estar equipada con un indicador de desplazamiento, el cual controla el movimiento del punzón, y su escala será graduada tal que el Índice Erichsen podrá ser medido dentro de por lo menos ± 0.05 mm.

El punzón debe ser suficientemente rígido para que no se deforme, se de vuelta o se mueva lateralmente durante el ensayo, y solamente su cabeza esférica estará en contacto con la probeta, la cual debe estar limpia y libre de acumulación de óxido, corrosión y suciedad, al igual que los dados.

El acabado superficial del punzón y del dado superior en contacto con la probeta no deberá exceder 0.004 mm, basado en una distancia máxima de pico a pico.

La cabeza esférica del punzón debe tener una dureza no menor que 62 HRC.

La superficie de trabajo de los dados superior e inferior debe tener una dureza de 56 HRC o mayor.

2.10.2.4. Probetas de prueba

Un mínimo de tres pruebas deben ser realizadas para cada material.

Las probetas pueden ser circulares o cuadradas y su ancho mínimo (o diámetro) debe ser 90 mm. Cuando se ensayan láminas cuadradas, el centro de la copa no debe estar dentro de 38 mm del extremo de la lámina.

La norma ASTM E643-09, aplica para espesores de láminas entre 0.20 y 2 mm.

Los dados superiores adecuados según el espesor de lámina se observan en la tabla 2.6.

Espesor de probeta (mm)	Abertura dado superior (mm)
1.5 o menos	25.4
sobre 1.5 a 2	28.58

Tabla 2.6 Abertura de Dados Superiores Según Espesor de Probeta.²¹

²¹ Fuente: ASTM INTERNATIONAL, Designation: E643-09, pág. 3

2.10.2.5. Procedimiento

Lubricación:

- La incorrecta elección del lubricante o si este se emplea absolutamente en las partes del equipo, son una causa muy importante en las diferencias de la altura de copa. Si se ensaya bajo condiciones de buen lubricado será significativamente mejor que la obtenida bajo ensayos pobremente lubricados.
- Se recomienda usar una jalea de petróleo comercialmente disponible como lubricante.
- No se debe alterar mecánica o químicamente las probetas, esto es, ensayarlas con las características que tienen al ser suministradas.
- Se debe lubricar solo el punzón con una delgada capa de lubricante. Con el fin de disminuir la posibilidad de cualquier movimiento relativo de la probeta con respecto a las superficies de los dados no se debe lubricar los dados ni la probeta.

Velocidad de Prueba:

- La velocidad del punzón debe estar entre 0.08 y 0.40 mm/s.

Punto Final de la Prueba:

- Es preferible que el método para determinar el punto final de la prueba sea por la caída de la carga de embutición, lo cual indica el comienzo de reducción de sección en la zona de rotura de la copa.
- Cuando existe fractura de la probeta en la zona de sujeción, los resultados son considerados no válidos.

Altura de Copa:

- El desplazamiento del punzón medido por el indicador en centésimas de milímetro hasta el punto final de la prueba, es conocido como la altura de copa o índice Erichsen.
- Cuando el punzón hace contacto con la probeta se debe encerrar el indicador, el cual representa el comienzo del ensayo.

2.10.3. OTROS ENSAYOS

Existen otros procedimientos de comprobación de láminas metálicas, los cuales permiten determinar su grado de embutibilidad, se muestra un resumen en la tabla 2.7.

N°	Tipo de Embutido	Tipo de Ensayo
1	Piezas embutidas planas no cilíndricas como carrocería	Procedimiento de abollado
		Émbolo esférico contra colchón de goma
		Émbolo esférico contra bolsa de goma
		Abombado hidráulico
		Prueba de estirado de Guth
		Prueba de rotura de Siebel
		Prueba de rotura
2	Piezas embutidas cilíndricas con paredes laterales verticales	Prueba de escalonado AEG
		Prueba de SWIFT
		Prueba de ENGELHARDT
		Prueba de PETRASCH
		Prueba con cuña de SACHS
		Prueba de KAYSELER Y EINSENKOLB
3	Aplicable para ambos casos definidos anteriormente	Prueba de ensanchado de SIEBEL Y POMP
		Prueba de ensanchado de FUKUI
		Prueba de plastizometría

Tabla 2.7 Ensayos de Embutibilidad de Láminas Metálicas.²²

El ensayo tipo Erichsen, permite determinar la embutibilidad de láminas metálicas para procesos de embutición ya sea cilíndrica o no cilíndrica, por lo tanto se ubica dentro de la categoría número 3 de la tabla 2.7.

El detalle de cada uno de los ensayos mencionados en la tabla 2.7, se muestra en el Anexo C.

²² Fuente: Herramientas de Troquelar, Estampar y Embutir, Oehler-Gerhard, pág. 465

2.11. ANÁLISIS DE CARGA Y ESFUERZO

2.11.1. ESFUERZOS NORMALES PARA VIGAS EN FLEXIÓN

En la figura 2.15 se muestra una viga recta sometida al momento flexionante positivo (M), mostrado por la flecha curva que representa la acción física del momento junto con una flecha recta que indica el vector momento.

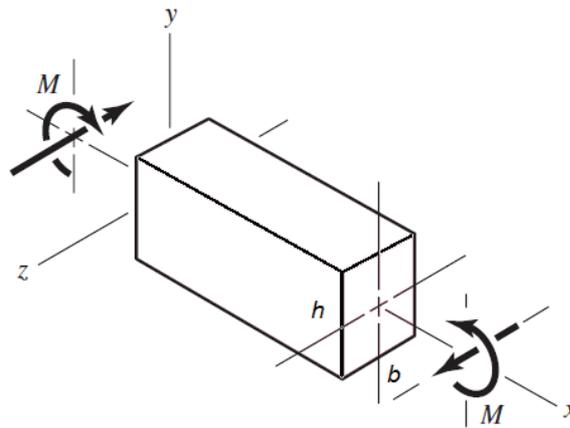


Figura 2.15 Viga Recta en Flexión Positiva.²³

El esfuerzo en flexión máximo está dado por:

$$\sigma_{f_{\max}} = \frac{M \cdot C_{\text{vig}}}{I} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

$$I = \frac{1}{12} b_{\text{vig}} \cdot h_{\text{vig}}^3 \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Donde:

$\sigma_{f_{\max}}$: Esfuerzo máximo de flexión de la viga (Kg/mm^2)

M : Momento flexionante positivo ($\text{Kg} \cdot \text{mm}$)

C_{vig} : Distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada de la viga (mm)

I : Segundo momento de área de la viga (mm^4)

b_{vig} : Ancho de la viga (mm).

h_{vig} : Altura de la viga (mm).

²³ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph Edward Shigley, pág. 85

El esfuerzo en la viga debido a la flexión se distribuye como se muestra la figura 2.16.

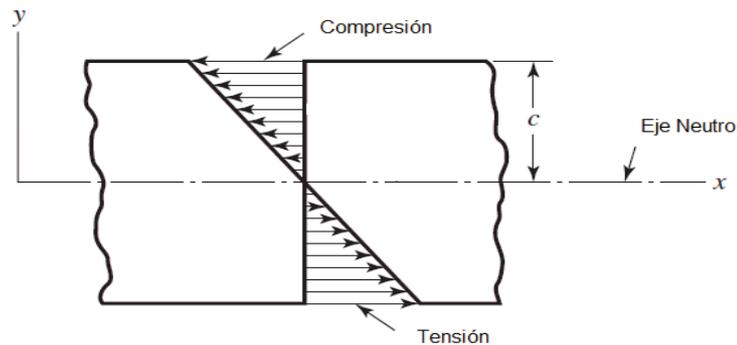


Figura 2.16 Esfuerzos en Flexión.²⁴

2.11.2. ESFUERZO NORMAL PARA CUERPOS EN TENSIÓN Y COMPRESIÓN

El esfuerzo en un elemento de la sección transversal de área A sometido a una fuerza axial es:

$$\sigma_t = \frac{F_{dis}}{A_{st}} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

$$\sigma_c = -\frac{F_{dis}}{A_{st}} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Donde:

σ_t : Esfuerzo normal de tracción (Kg/mm²).

σ_c : Esfuerzo normal de compresión (Kg/mm²).

F_{dis} : Carga total de diseño (Kgf).

A_{st} : Área de la sección transversal (mm²).

²⁴ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph Edward Shigley, pág. 86

Los esfuerzos de tracción y compresión se muestran en la figura 2.17.

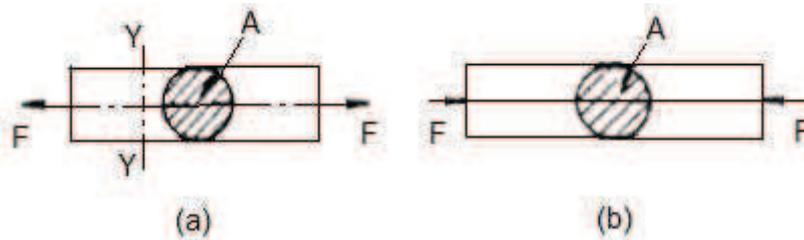


Figura 2.17 a) Esfuerzo en Tracción b) Esfuerzo en Compresión.²⁵

2.11.3. ESFUERZO CORTANTE PARA BARRAS EN TORSIÓN

Cualquier vector momento que sea concéntrico con un eje de un elemento mecánico se llama vector de par de torsión, porque el momento causa que el elemento se tuerza respecto a ese eje.

El esfuerzo cortante nominal en torsión para una barra cilíndrica es:

$$\tau = \frac{16 \cdot T_{ap}}{\pi \cdot \text{diam}^3} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante de torsión (Kg/mm²).

T_{ap} : Torque aplicado a la barra (Kgf.mm).

diam: Diámetro de la barra (mm).

El esfuerzo cortante debido a la torsión se muestra en la figura 2.18.

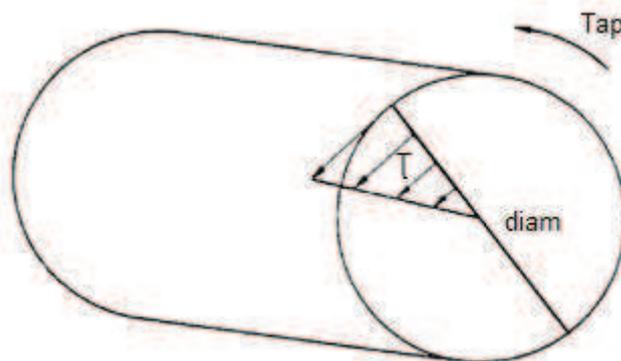


Figura 2.18 Torsión de Una Barra Circular.²⁶

²⁵ Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas, V.M. Faires, pág. 7

2.11.4. ESFUERZO CORTANTE PURO

Para la definición del esfuerzo cortante puro, se va a suponer un cuerpo prismático de sección transversal constante como se muestra en la figura 2.19.

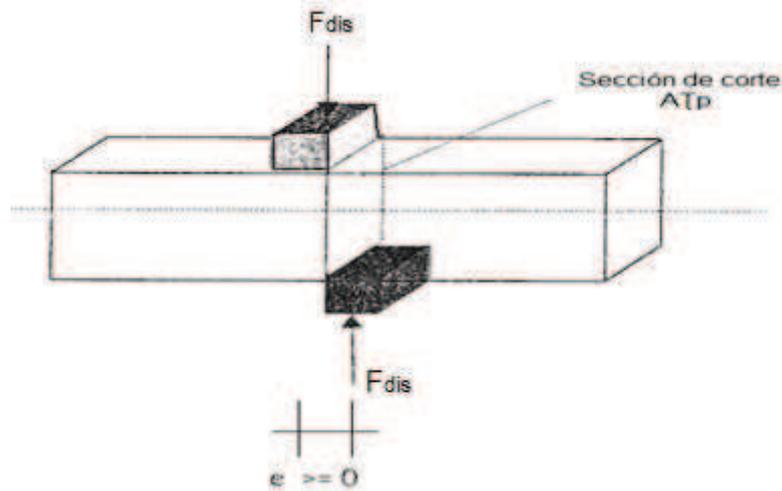


Figura 2.19 Sección de Corte para Esfuerzo Cortante Puro.²⁷

Se aplican dos fuerzas F del mismo valor pero de sentido contrario paralelas a la sección transversal, las mismas que tienen una separación e muy pequeña. El esfuerzo cortante puro en un cuerpo de sección transversal constante es:

$$\tau_p = \frac{F_{dis}}{A_{\tau p}} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

Donde:

τ_p : Esfuerzo cortante puro (Kg/mm^2).

$A_{\tau p}$: Área de corte en esfuerzo cortante puro (mm^2).

F_{dis} : Carga total de diseño (Kgf).

²⁶ Fuente: Diseño de Máquinas, Aaron D. Deutschman, pág. 283

²⁷ Fuente: Mecánica de Materiales, Ing. Pérez José, pág. 10

2.11.5. TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN PARA MATERIALES DÚCTILES

“La teoría de la energía de distorsión, predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material”.²⁸

Usando las componentes x, y, z del esfuerzo tridimensional, el esfuerzo de Von Mises puede escribirse como:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2}$$

Ecuación 2.12

Donde:

σ' : Esfuerzo de Von Mises (Kg/mm²).

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: Esfuerzos normales en componentes x, y, z (Kg/mm²).

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$: Esfuerzos cortantes en componentes x, y, z (Kg/mm²).

El esfuerzo de Von Mises, puede compararse con la resistencia a la fluencia del material así:

$$\sigma' = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Donde:

σ' : Esfuerzo de Von Mises (Kg/mm²)

S_y : Resistencia a la fluencia del material (Kg/mm²)

FS: Factor de seguridad.

²⁸ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph Edward Shigley, pág. 213

2.12. DEFLEXIÓN

Todos los cuerpos reales se deforman bajo la aplicación de una fuerza, elástica o plásticamente, a esta deformación se la conoce como deflexión.

El análisis de deflexión influye mucho en las situaciones de diseño de elementos de máquinas que requieren de precisión. Es por esta razón, que a menudo, el tamaño del componente o elemento de soporte de carga se determina de acuerdo con las deflexiones, en vez de calcularse con base en los límites de esfuerzo.

2.12.1. DEFLEXIÓN DEBIDA A LA FLEXIÓN

Los pares y las fuerzas transversales aplicadas a las vigas, hacen que se flexionen en el plano de acción de estas fuerzas o pares como se muestran en la figura 2.20 para una viga empotrada en ambos extremos y una carga central.

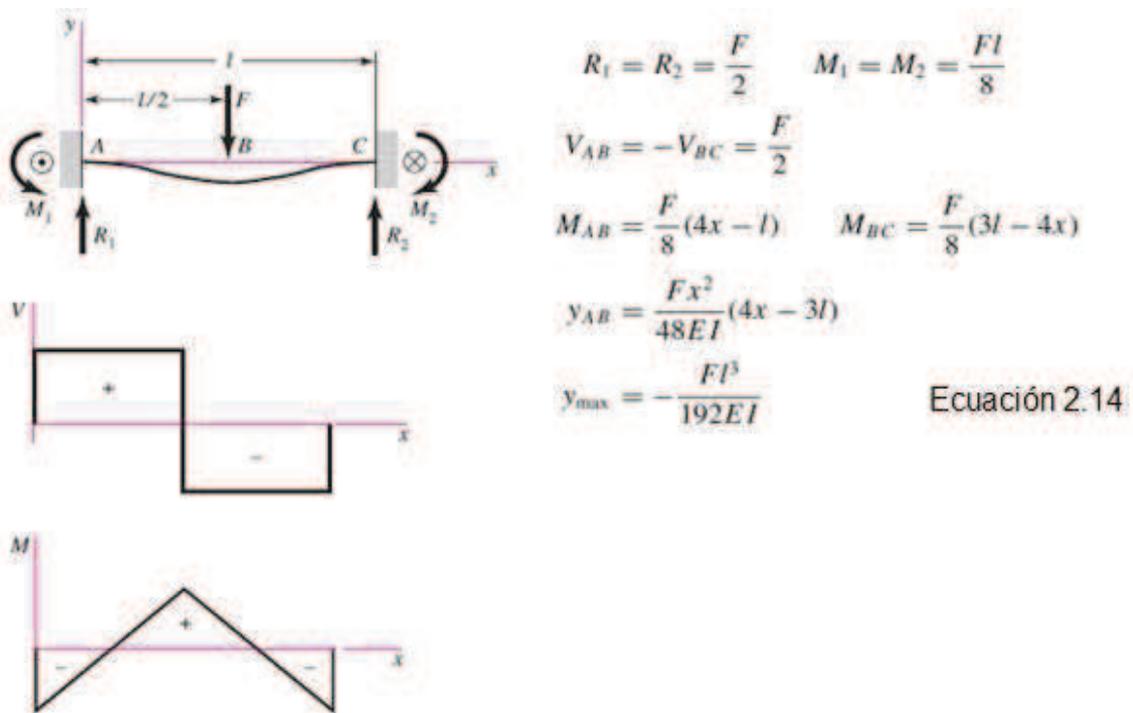


Figura 2.20 Cortante, Momento y Deflexión de Viga Empotrada en Ambos Extremos con Carga Central.²⁹

²⁹ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph Edward Shigley, pág. 999

Donde:

Y_{\max} : Deflexión máxima de la viga debida a flexión (mm).

E: Modulo de elasticidad del material (Kg/mm²).

2.12.2. DEFLEXIÓN DEBIDA A LA TENSIÓN Y COMPRESIÓN

La extensión o contracción total de una barra uniforme en tensión o compresión pura, respectivamente está dada por:

$$\delta_{\max} = \frac{F_{\text{dis}} \cdot L_{\text{bar}}}{A_{\text{st}} \cdot E} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

Donde:

δ_{\max} : Deflexión máxima debida a tracción o compresión (mm).

F_{dis} : Carga aplicada total (Kgf).

L_{bar} : Longitud de la barra (mm).

A_{st} : Área de sección transversal (mm²).

E: Modulo de elasticidad del material (Kg/mm²).

Ésta ecuación no se aplica a una barra larga cargada a compresión si existe la posibilidad de pandeo.

2.12.3. LÍMITES DE DEFLEXIÓN RECOMENDABLES

A partir del conocimiento profundo del uso de un elemento de una máquina o de un armazón, se puede obtener un valor correspondiente a una deflexión aceptable. Los rangos recomendables para deflexión debida a flexión se muestran en la tabla 2.8.

Precisión General	0.0005 - 0.003 mm / mm de la long. de viga
Precisión Moderada	0.00001 - 0.0005 mm / mm de la long. de viga
Alta Precisión	0.000001 - 0.00001 mm / mm de la long. de viga

Tabla 2.8 Deflexiones Recomendables para Máquinas Debidas a la Flexión.³⁰

³⁰ Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L. Mott, pág. 758

Cuando se trata de deflexiones debidas a la tensión y compresión para máquinas y equipos de precisión, se recomienda que dicha extensión o contracción no supere la apreciación con la que se desea medir, en este caso, las deflexiones no deben superar los 0.05 mm que es la apreciación con la que se va a medir el índice Erichsen.

2.13. COLUMNAS CARGADAS AXIALMENTE (PANDEO)

Ciertos miembros mecánicos se someten a cargas de compresión y si estos son largos y esbeltos la carga puede ser suficientemente grande como para ocasionar que se deflexionen lateralmente. Es decir los miembros largos sometidos a una fuerza de compresión axial se llaman columnas, y la deflexión lateral que sufren se llama pandeo.

La carga axial máxima que una columna puede soportar cuando está a punto de pandearse se llama carga crítica, cualquier carga adicional ocasionará que la columna se pandee.

Las diferentes condiciones en los extremos de columnas largas con carga centrada se muestran en la figura 2.21.

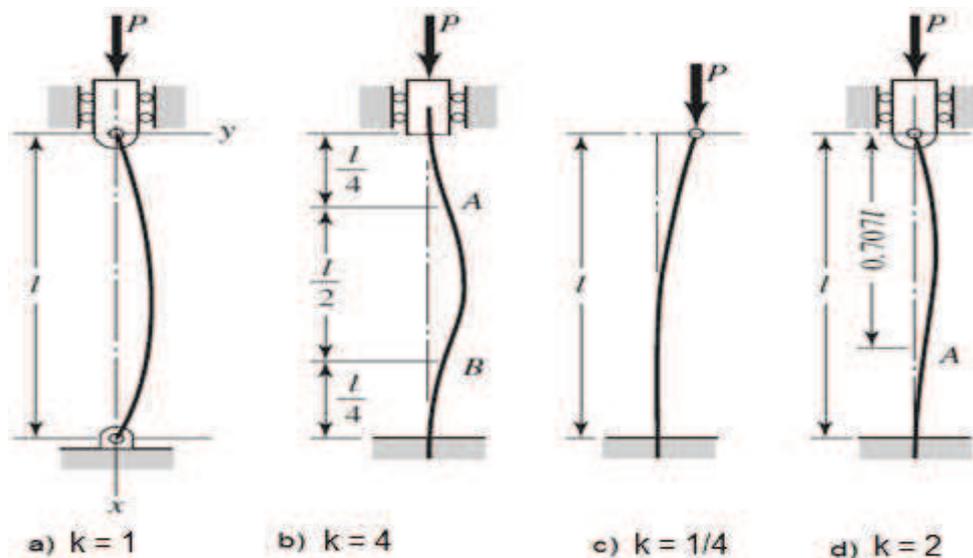


Figura 2.21 Constantes de esbeltez de columnas cargadas axialmente a) Ambos extremos articulados, b) Ambos extremos empotrados, c) Un extremo libre, un extremo empotrado, d) Un extremo articulado y otro empotrado³¹

³¹ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 174.

Donde:

k: Constante de esbeltez para columnas cargadas axialmente.

Para una columna la fórmula del pandeo depende de su relación de esbeltez, esta especificación estipula dos fórmulas, cada una de las cuales muestra el esfuerzo permisible máximo en el tornillo:

Columnas largas (Euler):

$$\sigma_{\text{permp}} = \frac{12 \cdot \pi^2 \cdot E}{23(E_{\text{torn}})^2}$$

$$F_{\text{permp}} = \sigma_{\text{permp}} \cdot A_{\text{st}}$$

$$E_{\text{cr}} \leq E_{\text{torn}} \leq 200 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

Columnas cortas:

$$\sigma_{\text{permp}} = \frac{\left[1 - \frac{(E_{\text{torn}})^2}{2 \cdot E_{\text{cr}}^2}\right] S_y}{\left\{(5/3) + [(3/8)(E_{\text{torn}})/E_{\text{cr}}] - [(E_{\text{torn}})^3/8 \cdot E_{\text{cr}}^3]\right\}}$$

$$E_{\text{torn}} < E_{\text{cr}} \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Donde:

σ_{permp} : Esfuerzo normal permisible en pandeo (Kg/mm²).

E: Modulo de elasticidad (Kg/mm²).

k: Constante de esbeltez para columnas cargadas axialmente.

L_{torn} : Longitud del tornillo de potencia (mm).

rc: Radio de giro de pandeo del tornillo ($\sqrt{\frac{I}{A_{\text{st}}}}$)(mm).

S_y : Resistencia a la fluencia del material (Kg/mm²).

E_{torn} : Relación de esbeltez del tornillo de potencia ($k \cdot L_{\text{torn}}/rc$).

E_{cr} : Relación de esbeltez critica de la columna ($\sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{S_y}}$).

F_{permp} : Carga permisible en pandeo (Kgf).

A_{st} : Área de la sección transversal (mm²).

2.14. CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO

En el desarrollo de las ecuaciones básicas de los esfuerzos de tensión, compresión, flexión y torsión. Se supuso que no había irregularidades en el elemento bajo consideración. Pero en la realidad es difícil evitar la formación de discontinuidades en cualquier parte de una máquina, alterando de esta manera la distribución del esfuerzo en sus alrededores. A estas discontinuidades se las denomina intensificadores de esfuerzo, mientras que a las regiones en las cuales ocurre se les llama áreas de concentración de esfuerzo.

Se emplea un factor teórico o geométrico de la concentración de esfuerzos (K_{ce}), para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal.

$$K_{ce} = \frac{\sigma_{f_{max}}}{\sigma_o} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

Donde:

K_{ce} : Factor de concentración de esfuerzo normal.

$\sigma_{f_{max}}$: Esfuerzo de flexión máximo (Kg/mm^2).

σ_o : Esfuerzo normal teórico de concentrador de esfuerzo (Kg/mm^2).

Para una barra de sección transversal rectangular con un agujero en el centro, el valor de σ_o se calcula así:

$$\sigma_o = \frac{M \cdot C_{vig}}{I} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

$$I = \frac{(b_{vig} - \phi) h_{vig}^3}{12} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

Donde:

σ_o : Esfuerzo normal teórico de concentrador de esfuerzo (Kgf/mm^2).

M: Momento flexionante ($\text{Kgf} \cdot \text{mm}$).

C_{vig} : Distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada de la viga (mm).

I: Segundo momento de área para una barra con agujero en el centro (mm^4).

b_{vig} : Ancho de la viga (mm).

Φ : Diámetro del agujero central de la barra (mm).

h_{vig} : espesor de la viga (mm).

Los valores de K_{ce} se deducen de la figura 2.22

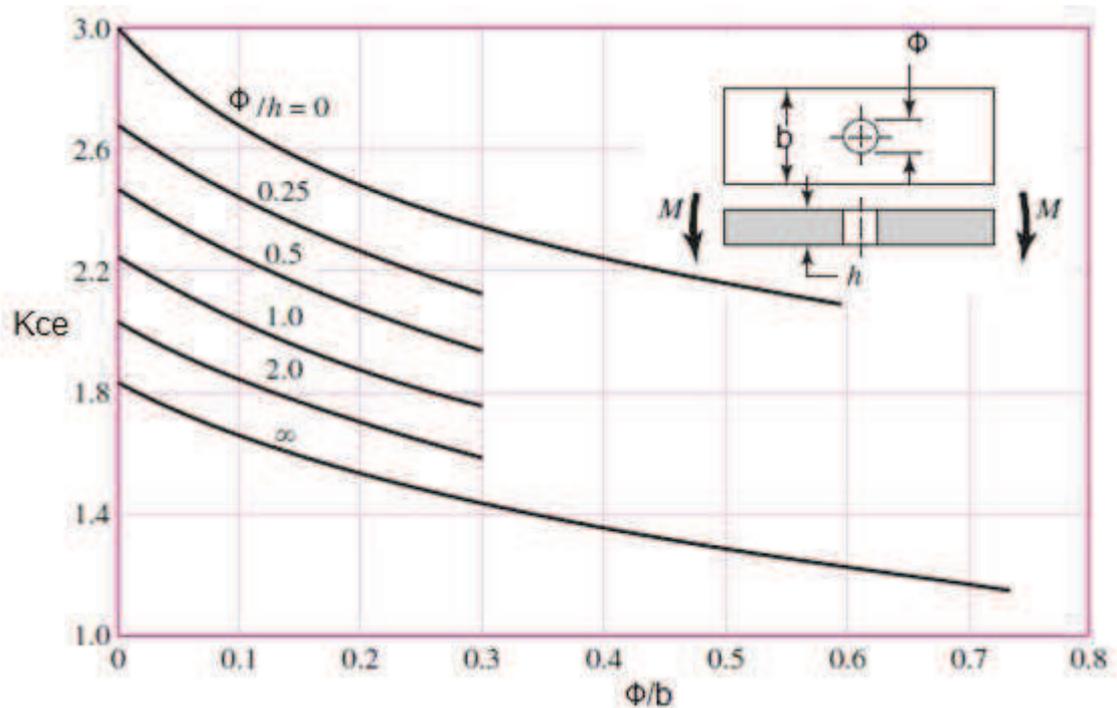


Figura 2.22 Barra Rectangular con un Agujero Transversal en Flexión.³²

2.15. FACTOR DE SEGURIDAD

Con el fin de tomar en cuenta en el diseño la lista de incertidumbres, se emplean Factores de Seguridad. El uso inadecuado de un factor de seguridad, puede resultar en ciertos casos, en desgaste innecesario del material o en otros casos en una falla operacional.

Si un elemento de máquina o componente mecánico ha sido dimensionado, el factor de seguridad está definido como:

$$\text{Factor de Seguridad} = \frac{\text{Esfuerzo de fluencia del material}}{\text{Esfuerzo Calculado}}$$

³² Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 1006.

Los siguientes factores de seguridad están basados en la resistencia a la fluencia:

- FS = 1.25 - 1.5, para materiales confiables, usados bajo condiciones controladas y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan determinarse con exactitud.
- FS = 1.5 – 2, para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes y sujetos a carga y esfuerzos que puedan calcularse.
- FS = 2 – 2.5, para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse.
- FS = 2.5 – 3, para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- FS = 3 – 4, para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- FS = 3 – 4, deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a esfuerzos inciertos.

2.16. TORNILLOS DE POTENCIA

A través de estos elementos de máquinas, es posible transformar un movimiento de rotación en un movimiento rectilíneo con el objeto de transmitir fuerza o potencia.

Los tipos de roscas utilizados frecuentemente en los tornillos de potencia son la cuadrada y la Acme las cuales se muestran en la figura 2.23.

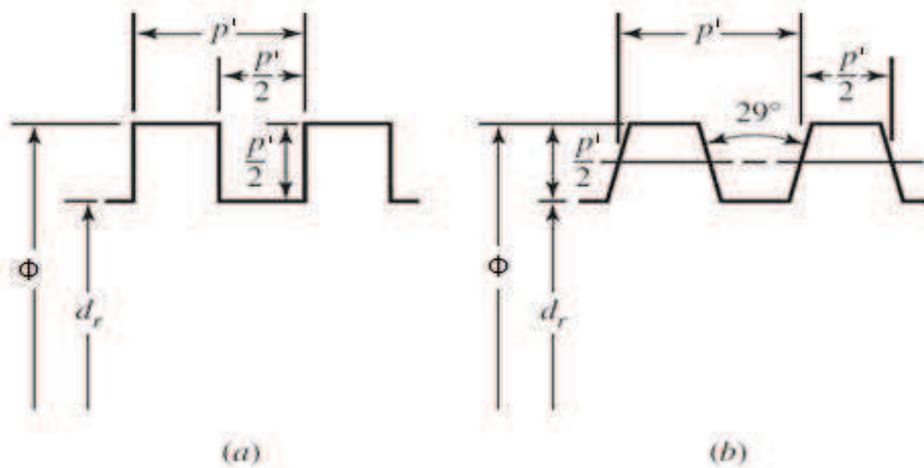


Figura 2.23 a) Rosca Cuadrada, b) Rosca Acme³³

Donde:

p' : Paso de Tornillo de Potencia (mm).

Φ : Diámetro nominal de Tornillo de Potencia (mm).

d_r : Diámetro de raíz de Tornillo de Potencia (mm).

2.16.1. FORMAS DE LAS ROSCAS

a) Rosca cuadrada, es el tipo de tornillo más eficiente en cuanto a fricción por deslizamiento pero tiene ventaja mecánica baja, es difícil y caro de maquinarse.

b) Rosca ACME, tipo de rosca más utilizada en general para máquinas herramientas, de fácil construcción.

Se pueden fabricar diferentes tipos de rosca como se muestra en la figura 2.24.

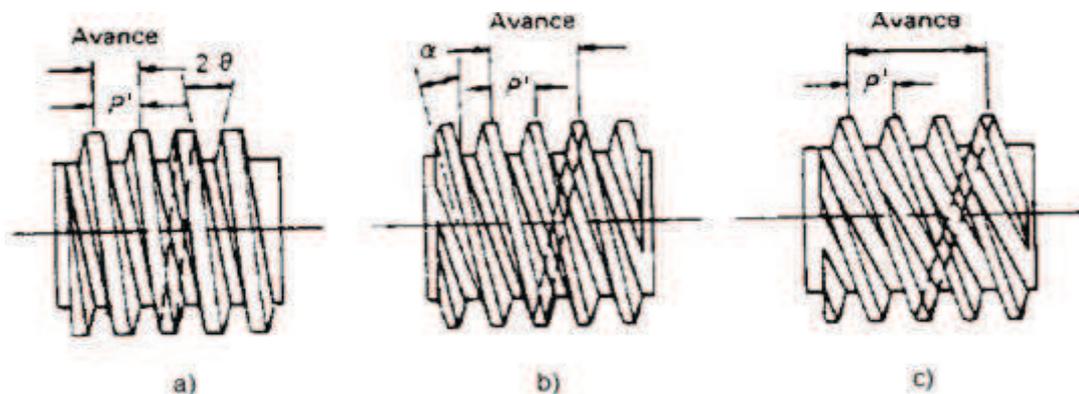


Figura 2.24 Tornillo de potencia con hélice a) Simple, b) Doble, c) Triple.³⁴

³³ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph Edward Shigley, pág. 399

³⁴ Fuente: Diseño de Máquinas, Aaron D. Deutschman, pág. 790

Donde:

p' : Paso del tornillo de potencia (mm).

θ : Ángulo de la rosca del tornillo de potencia (grados).

α : Ángulo de la hélice del tornillo de potencia (grados).

Las principales aplicaciones en las que se utilizan los tornillos de potencia son:

- Gatos mecánicos
- Prensa de tornillo
- Tornillos de avance de maquinas herramientas
- Dispositivos de apriete de trenes de laminado
- Máquinas universales de tracción y compresión

2.16.2. TORQUE REQUERIDO POR EL TORNILLO DE POTENCIA

Una expresión del momento de torsión necesario para desplazar axialmente una carga mediante un tornillo de potencia se expresa de la siguiente forma:

$$T_r = \frac{dp \cdot F_{suj}}{2} \left[\frac{f + \cos \theta_n \cdot \tan \alpha}{\cos \theta_n - f \cdot \tan \alpha} \right] \quad \text{Ecuación 2.21}$$

$$\tan \theta_n = \cos \alpha \cdot \tan \theta \quad \text{Ecuación 2.22}$$

Donde:

T_r : Torque requerido por el tornillo de potencia para elevar la carga (Kgf.mm).

dp : Diámetro de paso del tornillo de potencia (mm).

F_{suj} : Fuerza de sujeción de la lámina metálica (Kgf).

f : Coeficiente de fricción (acero-acero).

θ_n : Relación entre ángulo de la rosca y ángulo de hélice (grados).

α : Angulo de hélice del tornillo de potencia (grados).

θ : Angulo de la rosca del tornillo de potencia (grados).

En el mejor de los casos, los valores de los coeficientes de fricción de los diferentes materiales usados en tornillos de potencia varían en una gran gama de valores debido a factores tales como lubricación, acabado superficial, tolerancia, alineamiento y distribución de carga. En la tabla 2.9 se obtienen valores para coeficientes de fricción, los cuales están basados en que el ensamblaje del tornillo ha sido muy satisfactorio. La fricción en el arranque puede considerarse 1.33 veces los valores listados en dicha tabla.

Material del tornillo	Acero	Latón	Bronce	Hierro vaciado
Acero (seco)	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero (lubricado)	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.60	—	0.06-0.09

Tabla 2.9 Coeficientes de Fricción (f).³⁵

En la selección de los coeficientes de fricción de la tabla 2.9, los valores mínimos se usan cuando se tiene buena mano de obra, los valores máximos para mala mano de obra y los valores intermedios para otras graduaciones dependiendo de la calidad de trabajo.

2.16.3. CONSIDERACIONES DE ESFUERZOS EN LOS TORNILLOS DE POTENCIA

Los esfuerzos nominales en el cuerpo del tornillo de potencia, pueden relacionarse con los parámetros de la rosca en la forma siguiente. El esfuerzo cortante nominal de torsión (τ) del cuerpo del tornillo es:

$$\tau = \frac{16 \cdot T_r}{\pi \cdot d r^3} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

³⁵ Fuente: Diseño de Máquinas, Aaron D. Deutschman, pág. 795

Donde:

τ : Esfuerzo cortante de torsión (Kgf/mm²).

T_r : Torque requerido por el tornillo de potencia para elevar la carga (Kgf.mm).

d_r : diámetro de raíz del tornillo de potencia (mm).

El esfuerzo normal de compresión (σ_c) en el cuerpo del tornillo debido a la carga F_{dis} es:

$$\sigma_c = - \frac{4 \cdot F_{dis}}{\pi \cdot d_r^2} \quad \text{Ecuación 2.24}$$

Donde:

σ_c : Esfuerzo normal de compresión (Kgf/mm²).

F_{dis} : Carga aplicada total (Kgf).

d_r : diámetro de raíz del tornillo de potencia (mm).

Los esfuerzos nominales en la rosca de los tornillos de potencia, se relacionan con los parámetros de rosca así:

Esfuerzo de apoyo:

$$\sigma_a = - \frac{2 \cdot (0.38 \cdot F_{dis})}{\pi \cdot d_p \cdot n \cdot p'} \quad \text{Ecuación 2.25}$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo de apoyo en la rosca del tornillo de potencia (Kgf/mm²).

$0.38F_{dis}$: Carga que soporta el primer hilo de la rosca (Kgf).

d_p : Diámetro de paso del tornillo de potencia (mm).

n : número de roscas en contacto.

p' : paso del tornillo de potencia (mm).

Esfuerzo de Flexión en la raíz de la rosca:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot (0.38 \cdot F_{dis})}{\pi \cdot d_r \cdot n \cdot p'} \quad \text{Ecuación 2.26}$$

Donde:

σ_b : Esfuerzo de Flexión en la raíz de la rosca del tornillo de potencia (Kg/mm^2).

$0.38F_{\text{dis}}$: Carga que soporta el primer hilo de la rosca (Kgf).

d_r : Diámetro de raíz del tornillo de potencia (mm).

n : numero de roscas en contacto.

p' : paso del tornillo de potencia (mm).

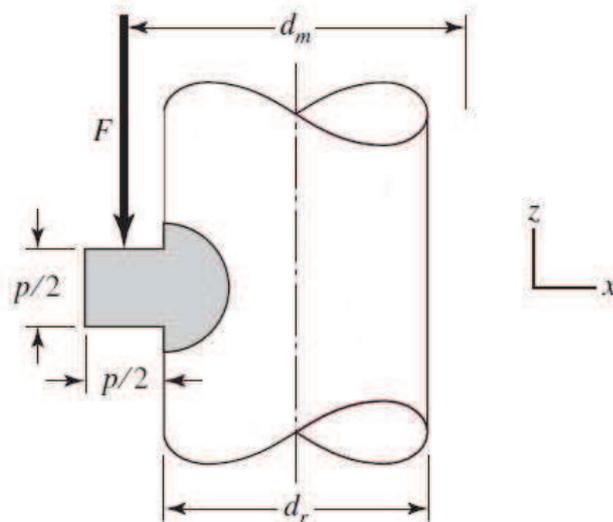


Figura 2.25 Geometría de rosca cuadrada útil para calcular los esfuerzos flexionante y cortante transversal en la raíz de la rosca.³⁶

El esfuerzo de Von Mises (σ') en la parte superior del plano de la raíz se determina identificando primero los esfuerzos normales ortogonales y los esfuerzos cortantes. A partir del sistema coordenado de la figura 2.25, se observa que:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{6(0.38 \cdot F_{\text{dis}})}{\pi \cdot d_r \cdot n \cdot p'} & \tau_{xy} &= 0 \\ \sigma_y &= 0 & \tau_{yz} &= \frac{16 \cdot T_r}{\pi \cdot d_r^3} \\ \sigma_z &= -\frac{4 \cdot F_{\text{dis}}}{\pi \cdot d_r^2} & \tau_{zx} &= 0 \end{aligned}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2}$$

Ecuación 2.27

³⁶ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 404.

Donde:

σ' : Esfuerzo equivalente de Von Mises (Kg/mm^2).

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: Esfuerzos normales en componentes x, y, z (Kg/mm^2).

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$: Esfuerzos cortantes en componentes x, y, z (Kg/mm^2).

Un tornillo de potencia que eleva una carga está en compresión y su paso de rosca se acorta por deformación elástica. Su tuerca en contacto esta en tensión y su paso de rosca se alarga.

Las roscas en contacto no pueden compartir, de manera homogénea, la carga.

La primera rosca en contacto soporta 0.38 de la carga, la segunda 0.25, la tercera 0.18 y la séptima se encuentra libre de carga.

Al estimar los esfuerzos de las roscas en las ecuaciones mostradas multiplicando 0.38 a la carga (F_{dis}), y haciendo n igual a 1, se obtendrá el nivel máximo de esfuerzos en la combinación rosca-tuerca.

2.17. TORNILLOS ROSCADOS

Debido a que muchas piezas y partes de máquina requieren de conexiones hechas de tal modo que puedan fácilmente desensamblarse y ensamblarse, se utilizan sujetadores no permanentes.

2.17.1. NORMAS Y DEFINICIONES DE ROSCAS

La terminología de las roscas de tornillo observadas en la figura 2.26 se explica así:

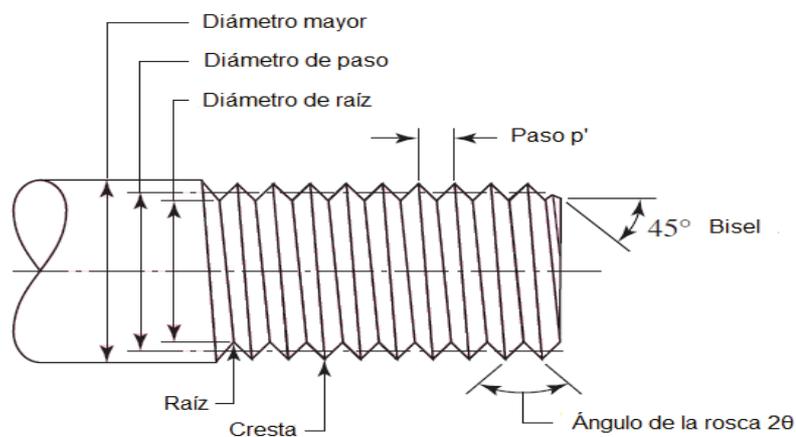


Figura 2.26 Terminología de Roscas de Tornillo.³⁷

³⁷ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 397.

El paso es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada.

El diámetro nominal o mayor Φ es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.

El diámetro de raíz d_r es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.

El diámetro de paso d_p es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.

El avance, es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple, como en la figura 2.26, el avance es igual al paso.

Las roscas unificadas se especifican enunciando primero el diámetro mayor nominal, el número de roscas por pulgada y la serie de rosca, por ejemplo $\frac{1}{4}$ pulg-20 UNF (rosca fina).

Las roscas métricas se especifican mediante el diámetro y el paso en milímetros. Así, M8 x 1.25 mm.

2.18. TENSIONES QUE SE PRESENTAN EN LUGARES DE CONTACTO DE DOS CUERPOS PRESIONADOS MUTUAMENTE (FÓRMULAS DE HERTZ)

La mecánica de contacto (Hertz), analiza la distribución de las tensiones existentes alrededor del lugar de aplicación de la carga y en particular en las cercanías de los puntos de aplicación de las fuerzas concentradas.

El traslado de las fuerzas concentradas (puntuales) de un cuerpo a otro se realiza siempre en cierta superficie pequeña de contacto y es relacionada con cierta deformación. Este fenómeno se observa en todo tipo de cojinetes, por ejemplo: de rodillos, de deslizamiento, en ruedas dentadas, rieles, etc.

Las fórmulas de Hertz, se basan en las siguientes hipótesis:

- El material de los cuerpos en contacto es isotrópico (posee propiedades iguales en todas las direcciones).
- La superficie de contacto es pequeña en relación a toda la superficie de los cuerpos.
- La tensión en la superficie de contacto de los cuerpos son normales (no existe rozamiento).
- En ningún punto de los cuerpos se presentan deformaciones plásticas.
- La curvatura en ambas superficies de los cuerpos, cambian en forma continua alrededor del lugar de contacto.

En la figura 2.27, se observa una de las aplicaciones de la teoría de contacto de Hertz, como es el caso de las esferas presionadas mutuamente, la una convexa con radio r_1 , y la otra cóncava con radio r_2 .

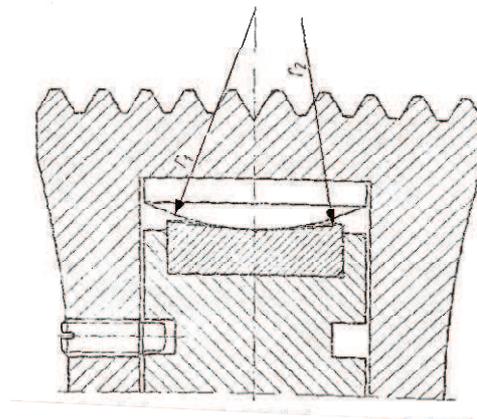


Figura 2.27 Contacto de Esfera Convexa y Cóncava.³⁸

Las fórmulas de Hertz para el cálculo de la proyección del diámetro del círculo de contacto de las esferas y la presión ejercida son las siguientes:

$$d_o = 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{dis}}{E \cdot K_c}} \quad \text{Ecuación 2.28}$$

$$p_H = \frac{4 \cdot P_{dis}}{\pi \cdot d_o^2} \quad \text{Ecuación 2.29}$$

$$K_c = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_2} \quad \text{Ecuación 2.30}$$

³⁸ Fuente: Teoría de la construcción, Tadeusz Demeter, pág. 62.

Donde:

d_o : Proyección del diámetro del círculo de contacto de las esferas (mm).

P_{dis} : Fuerza de embutición de diseño (Kgf).

E : Modulo de elasticidad (Kgf/mm²).

K_c : Coeficiente de curvatura de las esferas en contacto.

p_H : Presión ejercida por las esferas en contacto (Kgf/mm²).

r_1 : Radio de la esfera convexa (mm).

r_2 : Radio de la esfera cóncava (mm).

La presión máxima de acuerdo a las fórmulas de Hertz para el contacto de una esfera convexa y una cóncava esta dado por:

$$p_{Hmax} = 1,5 \cdot p_{Ht} \quad \text{Ecuación 2.31}$$

Donde:

p_{Hmax} : Presión máxima permisible para el contacto de esferas (Kgf/mm²).

p_{Ht} : Resistencia del material al contacto (Kgf/mm²).

2.19. RESORTES MECÁNICOS

2.19.1. INTRODUCCIÓN

Los resortes son componentes mecánicos muy empleados e importantes dentro del campo de diseño de máquinas, ya que tienen la característica de absorber energía, producir presión o fuerza, mantener una presión de contacto, absorber vibración, etc.

Tienen la capacidad de recuperar su forma inicial cuando se quita la carga que los mantiene accionados ya sea en tensión, compresión o torsión.

En la figura 2.28 se muestran los distintos tipos de resortes mecánicos.

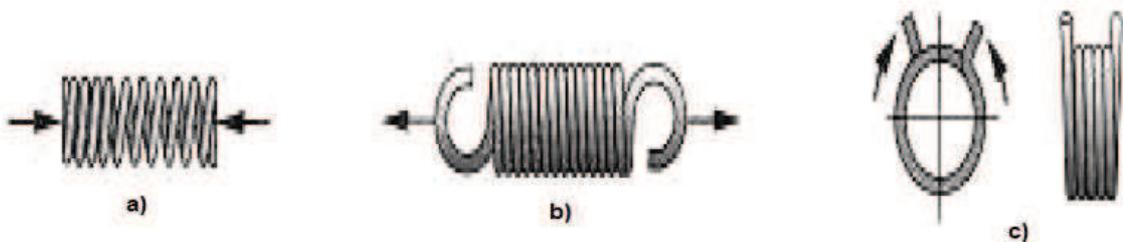


Figura 2.28 Tipos de resortes: a) Compresión, b) Tracción, c) Torsión.³⁹

³⁹ Fuente: Diseño de Máquinas, Aaron D. Deutschman, pág. 751.

2.19.2. MATERIALES PARA RESORTES

Los resortes mecánicos se los puede fabricar bajo procesos de trabajo en frío o en caliente, lo cual depende del tipo de material y las propiedades deseadas.

Existe una gran variedad para fabricar resortes, entre ellos acero al carbono, aceros de aleación y aceros resistentes a la corrosión, como también materiales no ferrosos como bronce fosforado, latón para resortes, cobre al berilio y varias aleaciones de níquel.

2.19.3. RESORTES DE EXTENSIÓN

Este tipo de resorte difiere de los resortes de compresión en que soportan cargas de tensión.

Para realizar un correcto dimensionamiento del resorte de extensión, nos basaremos en la nomenclatura de la figura 2.29.

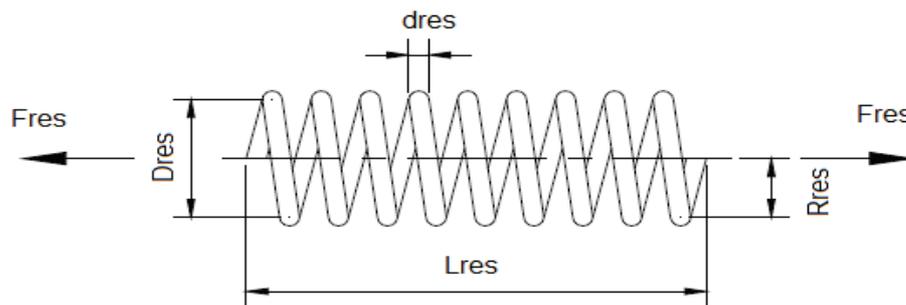


Figura 2.29 Geometría de Resortes Mecánicos.⁴⁰

La capacidad de carga del resorte de extensión se calcula de la siguiente manera:

$$F_{res} = \frac{\pi \cdot d_{res}^3 \cdot \sigma_{f_{res}}}{16 \cdot R_{res}} \quad \text{Ecuación 2.32}$$

Donde:

F_{res} : Capacidad de carga del resorte de extensión (Kgf).

d_{res} : Diámetro del alambre del resorte de extensión (mm).

$\sigma_{f_{res}}$: Esfuerzo de flexión del resorte de extensión (Kgf/mm²).

R_{res} : Radio nominal del resorte de extensión (mm).

⁴⁰ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 526.

La deflexión que sufre el resorte de extensión debido a la acción de la carga es:

$$\delta_{\max} = \frac{64 \cdot n_{\text{res}} \cdot F_{\text{res}} \cdot R_{\text{res}}^3}{G_r \cdot d_{\text{res}}^4} \quad \text{Ecuación 2.33}$$

Donde:

δ_{\max} : Deflexión máxima del resorte de extensión (mm).

n_{res} : Número de espiras del resorte.

F_{res} : Capacidad de carga del resorte de extensión (Kgf).

R_{res} : Radio nominal del resorte de extensión (mm).

G_r : Módulo de elasticidad transversal para acero templado de resorte (8000 Kgf/mm²).

d_{res} : Diámetro del alambre del resorte de extensión (mm).

El diámetro del alambre para fabricar el resorte de extensión es:

$$d_{\text{res}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{\text{res}} \cdot R_{\text{res}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm}}}} \quad \text{Ecuación 2.34}$$

Donde:

d_{res} : Diámetro del alambre del resorte de extensión (mm).

F_{res} : Capacidad de carga del resorte de extensión (Kgf).

R_{res} : Radio nominal del resorte de extensión (mm).

σ_{perm} : Esfuerzo permisible en resortes de extensión (60 a 80 Kgf/mm² para acero templado).

2.20. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

2.20.1. INTRODUCCIÓN

El método de los elementos finitos es una herramienta poderosa en la solución numérica de un amplio rango de problemas de ingeniería, los cuales deben expresarse matemáticamente para encontrar una solución que satisfaga las necesidades del fenómeno que se esté tratando.

Los sistemas CAE pueden modelar problemas complejos con relativa facilidad y probar varias configuraciones alternas del problema antes de su construcción.

En este método de análisis, una región compleja que define una superficie se malla en formas geométricas simples llamadas elementos finitos.

Las divisiones para modelos matemáticos se pueden hacer de dos maneras: Con un número finito de divisiones, las cuales pueden ser apreciables claramente con sus respectivas intersecciones, a esta división se la conoce como Sistema Discreto.

Con un número infinito de divisiones, que se necesita tratarlas de manera infinitesimal para poder observarlas, se las conoce como Sistema Continuo.

Estos sistemas se muestran claramente en las figuras 2.30 y 2.31.

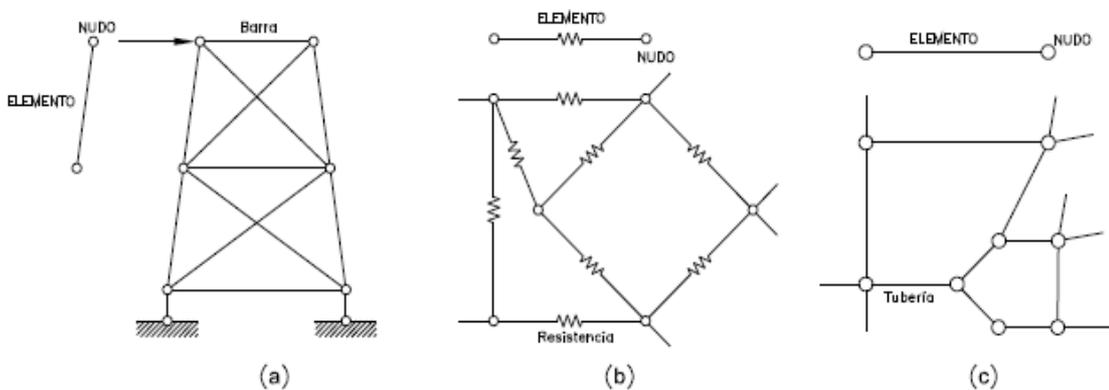


Figura 2.30 Sistemas discretos: a) Sistema estructural, b) Sistema eléctrico, c) Sistema hidráulico⁴¹.

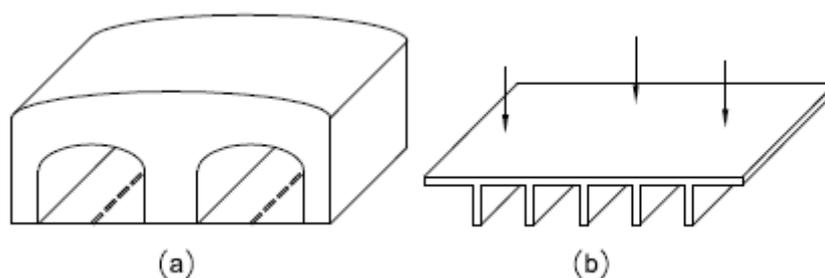


Figura 2.31 Sistemas continuos: a) Túneles, b) Puentes⁴².

La manera de malla un sistema continuo se da por medio de ciertos elementos que se usan de acuerdo al campo de acción en el cual se está efectuando el fenómeno, como se muestra en la figura 2.32.

⁴¹ Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos, Eugenio Oñate, pág. 15.

⁴² Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos, Eugenio Oñate, pág. 220.

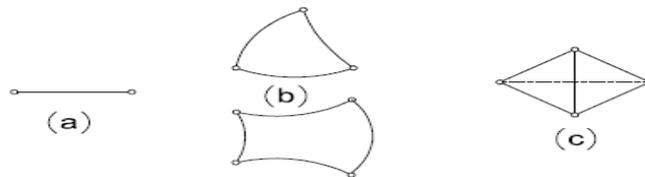


Figura 2.32 Elementos finitos: a) unidimensionales, b) bidimensionales, c) tridimensionales⁴³

Existen elementos que nos permiten mallar un sistema continuo de forma unidimensional, bidimensional o tridimensional, de acuerdo al requerimiento del problema a ser resuelto como se muestra en las figuras 2.33, 2.34 y 2.35.

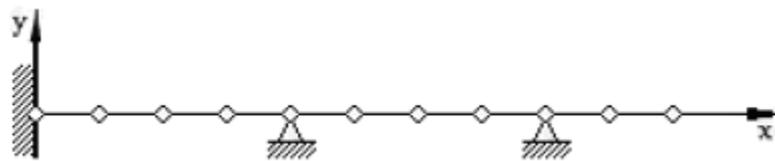


Figura 2.33 Viga Mallada con Elementos Finitos Unidimensionales⁴⁴.

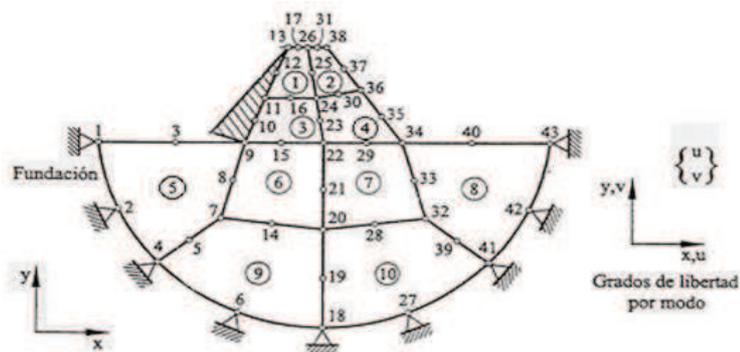


Figura 2.34 Viga Mallada con Elementos Finitos Bidimensionales⁴⁵.

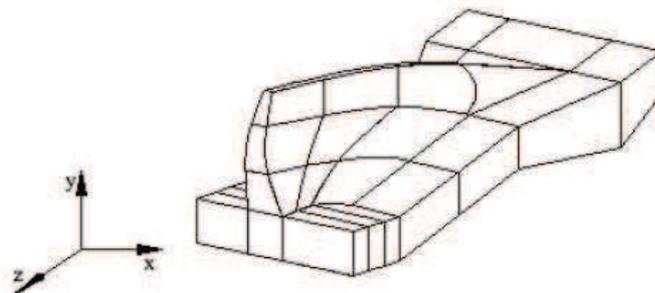


Figura 2.35 Viga Mallada con Elementos Finitos Tridimensionales⁴⁶.

⁴³ Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos, Eugenio Oñate, pág. 3.

⁴⁴ Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos, Eugenio Oñate, pág. 4.

⁴⁵ Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos, Eugenio Oñate, pág. 4.

⁴⁶ Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos, Eugenio Oñate, pág. 4.

2.20.2. ANÁLISIS MEDIANTE EL EMPLEO DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Para lograr una solución mucho más aproximada a la realidad de cualquier fenómeno, aparte de aumentar las divisiones discretas, se debe realizar un procedimiento de análisis adecuado para evitar errores en la solución.

Este análisis requiere de ciertas etapas que se presentan a continuación:

- Seleccionar un correcto modelo matemático capaz de describir el comportamiento del fenómeno analizado, considerando todas las cargas que actúen sobre él.
- Mellar el sistema teniendo precaución en que no se intersequen las mallas, en las cuales se van a interpolar las variables principales en función de sus valores en una serie de puntos discretos de los elementos que se los llama Nodos.
- Obtener las matrices de rigidez y el vector de carga para cada elemento.
- Ensamblar las matrices de rigidez y vector de carga elementales en la matriz de rigidez global de toda la malla de elementos finitos y el vector de carga sobre los nodos.
- El sistema de ecuaciones resultante " $K a=f$ ", se resuelve para calcular el movimiento de todos los nodos de la malla "a", mediante cualquier método para resolver ecuaciones algebraicas simultaneas lineales.
- Una vez calculados los movimientos de los nodos de la malla "a", se pueden calcular las deformaciones, los esfuerzos en cada elemento y las reacciones en los nodos.

Para interpretar las soluciones de una manera adecuada, se debe emplear un software que tenga la capacidad de emitir graficas de deformaciones y permita una animación del comportamiento del elemento mediante un código de colores.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN

3.1. PARÁMETROS DE OPERACIÓN Y CRITERIOS PARA EL DISEÑO

Para poder diseñar y seleccionar los elementos del equipo de una manera adecuada, se deben establecer los parámetros de operación de la máquina teniendo en cuenta los criterios de su funcionamiento.

Una vez analizado el proceso de funcionamiento del ensayo tipo Erichsen, es claro que existen tres principales parámetros de operación del equipo a diseñar, los cuales son:

- Fuerza de embutición.
- Fuerza de sujeción.
- Medición de profundidad embutida.

3.1.1. FUERZA DE EMBUTICIÓN

Para calcular la fuerza que será necesaria para embutir la lámina metálica, primeramente se debe calcular el diámetro del desarrollo del disco para una embutición esférica como se lo dedujo en el apartado 2.2 del capítulo 2, ya que la cabeza del punzón de embutición es una esfera. La norma ASTM E643-09, establece que el diámetro o lado de la probeta debe ser mínimo de 90 mm, pero se debe tomar en cuenta que esta medida es para que la probeta se asiente completamente entre los dados; para determinar el diámetro necesario del desarrollo con relación al diámetro del punzón se debe aplicar la ecuación 2.2 así:

Datos:

$$d := 22.22 \text{ mm} \quad (\text{Diámetro del punzón})$$

$$sc := 2 \text{ mm} \quad (\text{Máximo espesor de lámina})$$

$$dm := d + (2 \cdot sc) \quad (\text{Diámetro externo de la pieza embutida})$$

$$dm = 26.22 \text{ mm}$$

$$D := \sqrt{2} \cdot dm$$

$$D = 37.081 \text{ mm} \quad (\text{Diámetro del desarrollo del disco de la lámina a embutir})$$

Una vez calculado el diámetro necesario del desarrollo con relación al diámetro del punzón, se calcula la fuerza de embutición aplicando la ecuación 2.3 y tomando en cuenta para el cálculo los valores críticos del material, es decir, el de mayor resistencia tomada de la tabla 2.1 y con el mayor espesor (2 mm).

Datos:

$$d := 22.22 \text{ mm} \quad (\text{Diámetro del punzón})$$

$$sc := 2 \text{ mm} \quad (\text{Máximo espesor de la lámina})$$

$$K_{ct} := 70 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (\text{Resistencia de la lámina de acero inoxidable por ser el más resistente})$$

$$dm := 26.22 \text{ mm} \quad (\text{Diámetro externo de la pieza embutida})$$

$$D := 37.081 \text{ mm} \quad (\text{Diámetro del desarrollo del disco de la lámina a embutir})$$

$$P := \pi \cdot d \cdot sc \cdot K_{ct} \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)$$

$$P = 5004.801 \text{ Kgf}$$

Como se observa, con estos valores tomados como críticos la fuerza que se necesita para embutir es de aproximadamente 5005 kgf, motivo por el cual para el diseño del equipo se tomará una fuerza de embutición de diseño (P_{dis}) de 6000 kgf (6 toneladas), con el fin de no hacer trabajar al equipo al máximo de su capacidad.

3.1.2. FUERZA DE SUJECIÓN

Para calcular la fuerza de sujeción que realiza el dado superior (pisador), contra el dado inferior para mantener ajustada la lámina en medio de estos, se aplica la ecuación 2.5, tomando en cuenta para el cálculo valores críticos, como es el caso de la presión unitaria del pisador tomando el mayor valor de la tabla 2.5:

Datos:

$$dm := 2.62 \text{ cm} \quad (\text{Diámetro externo de la pieza embutida})$$

$$D := 9 \text{ cm} \quad (\text{Diámetro del disco de la lámina metálica en contacto con los dados})$$

$$p := 30 \text{ Kgf/cm}^2 \quad (\text{Presión unitaria del pisador en estaño por ser la mayor})$$

$$F_{suj} := p \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (D^2 - dm^2)$$

$$F_{suj} = 1746.779 \text{ Kgf}$$

En el caso del ensayo tipo Erichsen según la norma ASTM E643-09, se debe realizar una embutición hasta producir la rotura de la lámina metálica y no debe existir el resbalamiento de esta entre los dados, es decir, es un ensayo de estiramiento puro del material en prueba considerado como un ensayo destructivo.

Con este fin la norma establece que el equipo debe tener una fuerza de sujeción mínima de 998 Kgf (aproximadamente 1000 Kgf = 1 tonelada), y como la fuerza calculada para el estaño es de 1750 Kgf, se tomará una fuerza de sujeción de diseño (F_{sujd}) de 2000 Kgf (2 toneladas), con el fin de tener la seguridad de que ningún material va a resbalar entre los dados independientemente de su espesor.

3.1.3. MEDICIÓN DE PROFUNDIDAD EMBUTIDA

La medición de la profundidad embutida hasta que la lámina se agriete o se rompa, se la realiza utilizando un pie de rey debidamente instalado en el punzón, el cual permite encerrar la medición el momento en que la cabeza esférica haga contacto con la lámina que será embutida; el punto final de la prueba lo determinará la caída de carga en la presión de embutición, la cual nos indica que la lámina sufrió la rotura o agrietamiento.

Dicha caída de carga se registra en un manómetro acoplado al sistema que ejerce la fuerza de embutición.

El pie de rey que indica la profundidad embutida, tiene una apreciación de 0.05 mm., como lo indica la norma.

3.2. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.2.1. SELECCIÓN DEL MECANISMO DE FUERZA DE EMBUTICIÓN

3.2.1.1. Alternativa N°1: Adaptación del Equipo a la Prensa del Laboratorio de Máquinas-Herramientas de la ESPE



Figura 3.1 Prensa Hidráulica.⁴⁷

Se puede adaptar al equipo de pruebas de embutición tipo Erichsen a la prensa que se encuentra en el laboratorio de máquinas-herramientas, con el fin de que esta realice la fuerza de embutición sobre la lámina metálica.

3.2.1.1.1. Ventajas

- No es necesario diseñar un mecanismo para obtener la fuerza de embutición de la lámina ya que la prensa proporciona esta fuerza.
- La medición de la fuerza resulta muy simple ya que se la observa en el manómetro que tiene incorporado en la prensa.
- La fuerza de embutición se la puede determinar con mayor exactitud.
- El equipo resulta mucho más pequeño ya que solo se considera el mecanismo de sujeción.

⁴⁷ Fuente: Laboratorio de Máquinas-Herramientas de la ESPE

3.2.1.1.2. Desventajas

- Disponibilidad de la prensa.
- Valor de la fuerza de embutición requerida muy pequeña con relación a la capacidad de la prensa del laboratorio de máquinas-herramientas (60ton).
- Diseño y fabricación de acoples para centrar el equipo a la mesa de la prensa con relación al émbolo de la misma.
- Se debe montar y desmontar el equipo en cada ensayo.

3.2.1.2. Alternativa N°2: Gato Hidráulico Tipo Botella



Figura 3.2 Gato Hidráulico Tipo Botella.⁴⁸

Se puede acoplar un gato hidráulico al equipo para realizar la fuerza de embutición a la lámina metálica a ensayar, esta actúa a manera de prensa ya que el mecanismo hidráulico de ambos es semejante.

⁴⁸ Fuente: <http://ntic.uson.com>

3.2.1.2.1. Ventajas

- Un gato hidráulico viene con una bomba incorporada para realizar el trabajo del pistón.
- Sus dimensiones son pequeñas por lo que resulta fácil su acople en cualquier lugar que se necesite.
- Se los puede encontrar con mucha facilidad en el mercado ecuatoriano con gran variedad de capacidades de carga.
- Su costo no sobrepasa los \$100.

3.2.1.2.2. Desventajas

- Para el retorno del émbolo, necesita la instalación de resortes externos que lo hagan regresar a su posición inicial.
- Para capacidades menores a 20 toneladas no son suministrados con un manómetro para medir la presión que ejerce, por lo que se tiene que instalar uno.
- Para la instalación de un manómetro se lo debe desarmar y taladrar un conducto de acople con mucho cuidado de no dañar cada uno de sus componentes.

3.2.1.3. Selección de la mejor alternativa

Para la selección del mecanismo para ejercer la fuerza de embutición, se han considerado los factores más importantes que influyen en el desarrollo de la misma, analizando las ventajas y desventajas de cada alternativa. Desde este punto de vista se tiene:

Criterios	Ponderación	Alternativas	
	%	1	2
Disponibilidad	20	10	20
Facilidad en Diseño	15	12	15
Facilidad en Construcción	25	15	20
Menor Costo	25	20	25
Menores Dimensiones	15	15	12
TOTAL	100	72	92

Tabla 3.1 Selección Fuerza de Embutición.

Analizando la matriz de decisión, se elige la opción 2 con calificación 92/100, que corresponde a la adaptación del gato hidráulico, tomando en cuenta sus desventajas con el fin de eliminarlas.

3.2.2. SELECCIÓN DEL MECANISMO DE FUERZA DE SUJECCIÓN

3.2.2.1. Alternativa N°1: Tornillo de Potencia

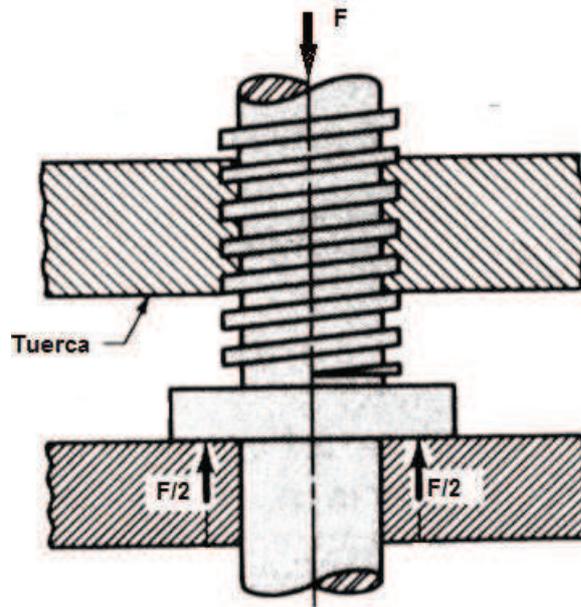


Figura 3.3 Tornillo de Potencia.⁴⁹

El tornillo de potencia transmite grandes cargas gracias a la transformación de movimiento rotatorio en movimiento lineal, el accionamiento del tornillo de potencia es similar al de la tuerca-tornillo, las únicas diferencias son el tipo de rosca y que ordinariamente la combinación tuerca-tornillo se usa para unir partes mientras que un tornillo de potencia se lo utiliza como un dispositivo en movimiento.

3.2.2.1.1. Ventajas

- Utilizando un torno su construcción no es complicada.
- Su accionamiento para transmitir carga es muy sencillo debido a que solamente se debe aplicar un torque manualmente.

⁴⁹ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 403

- Aprovechando sus reducidas dimensiones resulta muy cómodo su montaje dentro del equipo.
- La geometría de sus roscas resulta muy beneficioso para soportar grandes cargas.

3.2.2.1.2. Desventajas

- Según el tipo de rosca que se maquine, varia su costo entre \$75 y \$100.
- Se debe considerar el torque producido en el tornillo mediante un torquímetro, para lograr determinar la fuerza que produce.
- Es necesario considerar el tipo de material de fabricación tanto del tornillo de potencia como de la tuerca a utilizar para determinar la fricción producida.

3.2.2.2. Alternativa N°2: Construcción de un Troquel con Muelle Helicoidal

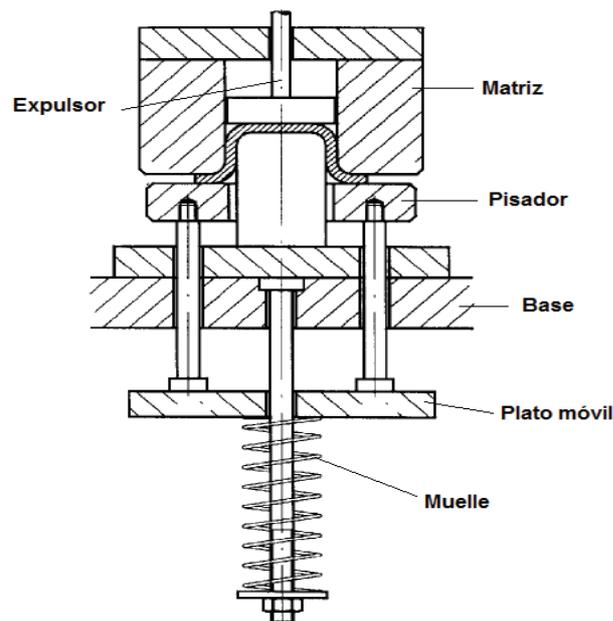


Figura 3.4 Pisador Accionado por Muelle Helicoidal.⁵⁰

Se puede construir un troquel con muelle helicoidal que normalmente se usa para prensas de simple efecto.

El muelle se encarga de realizar la fuerza de sujeción mientras que la prensa embute la lámina metálica.

⁵⁰ Fuente: Teoría de la Embutición, Fundación ASCAMM, pág. 27

3.2.2.2.1. Ventajas

- No es necesario aplicar la fuerza de sujeción en cada lámina ensayada ya que el muelle actúa automáticamente con el movimiento del pistón.
- La medición de la fuerza de sujeción depende únicamente de la elasticidad del muelle.
- El equipo resulta mucho más práctico ya que solo se considera para el ensayo el mecanismo de embutición y su medición.

3.2.2.2.2. Desventajas

- Diseñar y construir el troquel.
- Dimensionar el muelle y seleccionar su material de acuerdo a la fuerza de sujeción que se desee.
- Costos altos de fabricación en cuanto a materiales y tratamientos térmicos.
- Los muelles no producen una fuerza demasiado grande como la que requiere el ensayo.

3.2.2.3. Selección de la mejor alternativa

En la selección de la mejor alternativa para la fuerza de sujeción, se han considerado los factores más importantes que influyen en el desarrollo de la misma. Desde este punto de vista se tiene:

Criterios	Ponderación	alternativas	
	%	1	2
Disponibilidad	20	20	10
Facilidad en Diseño	15	15	5
Facilidad en Construcción	25	25	10
Menor Costo	25	20	5
Menores Dimensiones	15	15	15
TOTAL	100	95	45

Tabla 3.2 Selección Fuerza de Sujeción.

Analizando la matriz de decisión, se elige la opción 1 con calificación 95/100, que corresponde a la selección del tornillo de potencia para realizar la fuerza de sujeción, tomando en cuenta sus desventajas con el fin de eliminarlas.

3.2.3. ESQUEMA GENERAL DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN

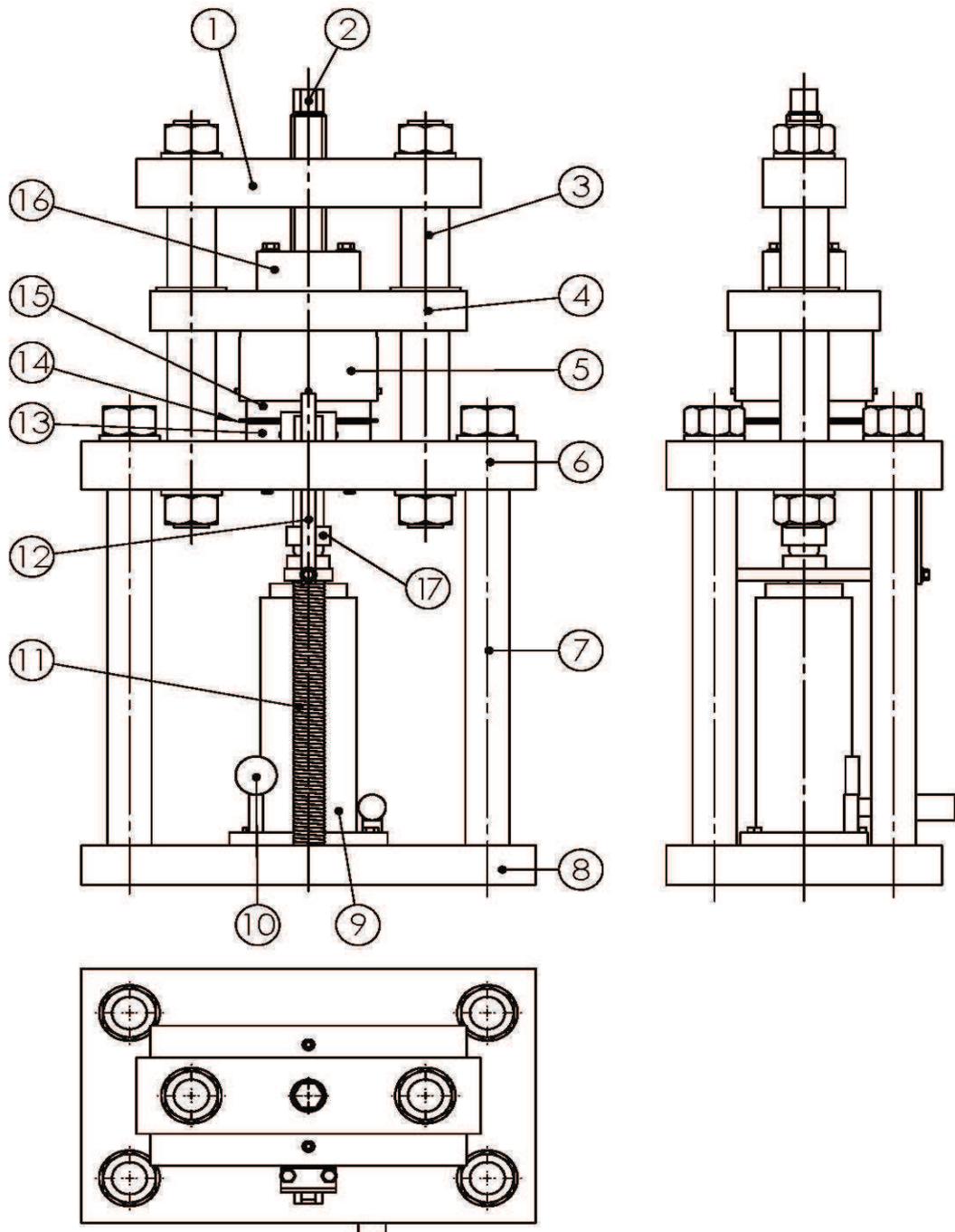


Figura 3.5 Equipo Erichsen: 1) Viga principal, 2) Tornillo de potencia, 3) Columna de prensa, 4) Carro de prensa, 5) Porta dado superior, 6) Base de prensa, 7) Columna de estructura, 8) Base de estructura, 9) Gato hidráulico, 10) Manómetro, 11) Resorte de retorno, 12) Medidor de profundidad de embutición, 13) Dado inferior, 14) Lámina metálica, 15) Dado superior, 16) vinchas sujetadoras, 17) Punzón de Embutición.

3.2.4. DISEÑO DE ELEMENTOS DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN

Para el cálculo de los elementos del equipo, se partió de la geometría de cada uno de estos como son: longitud, ancho, espesor, diámetro, etc.; las propiedades del material para fabricar cada parte; la carga total con la cual se va a diseñar ($F_{dis} = F_{sujd} + P_{dis} = 2 \text{ ton} + 6 \text{ ton} = 8 \text{ ton}$); un factor de seguridad para propiedades de materiales conocidos con condiciones de medio ambiente razonablemente constantes; consideraciones de concentración de esfuerzo y tomando en cuenta las deflexiones recomendadas para un equipo de precisión en cada uno de los elementos del equipo.

3.2.4.1. Diseño de la Viga Principal

La viga principal es el elemento horizontal que aloja al tornillo de potencia mediante una rosca tipo ACME, y se encuentra empernada a las columnas de la prensa. Es un elemento de sección transversal rectangular como se muestra en la figura 3.6 y trabaja a esfuerzos de flexión los cuales son mayores en el centro y en los extremos de la viga.

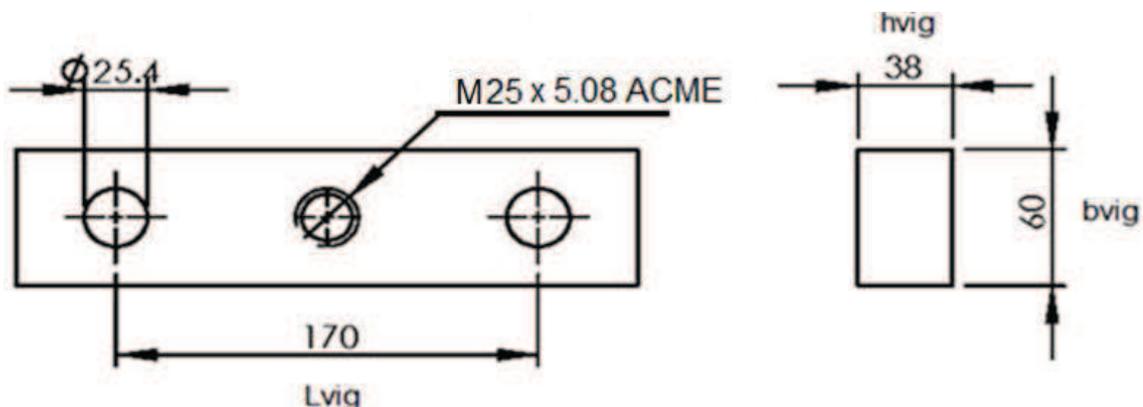
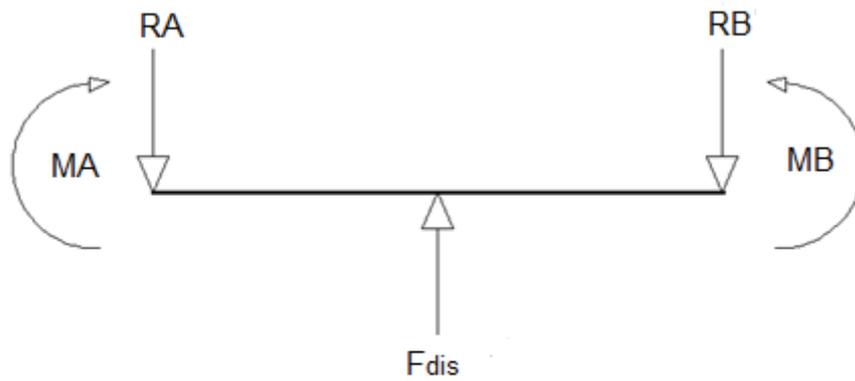


Figura 3.6 Geometría de la Viga Principal.

La viga principal al ser empernada a las columnas de la prensa y debido a la naturaleza de su funcionamiento, se considera una viga en flexión empotrada en los extremos con carga simétrica y agujero central. Por lo tanto el diagrama de distribución de carga se muestra en la figura 3.7.



$$RA = RB = F_{dis} / 2 \quad -VA = VB = F_{dis} / 2$$

$$MA = MB = (F_{dis} * L_{vig}) / 8$$

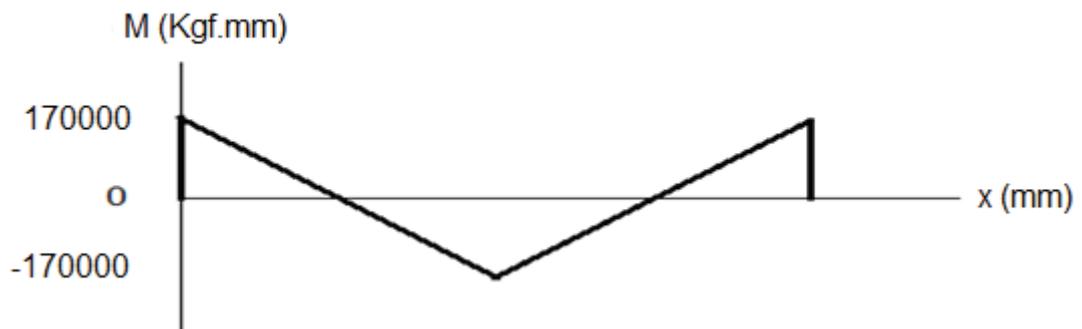
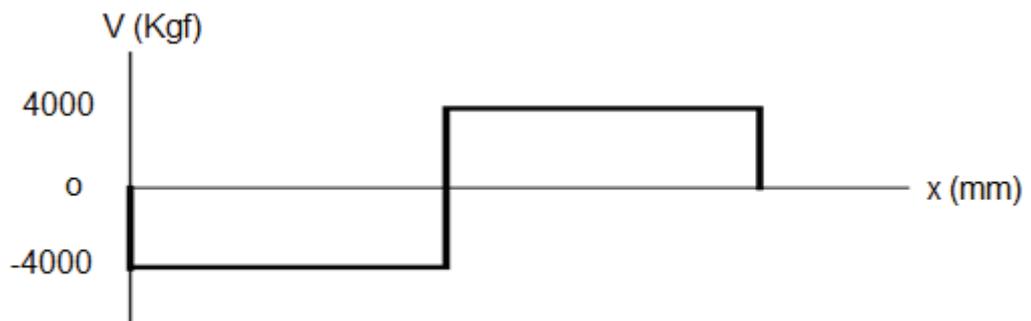


Figura 3.7 Diagrama de distribución de carga de la viga principal: fuerza cortante y momento flector.

Datos

$$F_{\text{dis}} := 8000 \text{ kgf}$$

$$L_{\text{vig}} := 170 \text{ mm}$$

El momento flector máximo está ubicado en el centro de la viga:

$$M := \frac{F_{\text{dis}} \cdot L_{\text{vig}}}{8}$$

$$M = 170000 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

En el centro de la viga se encuentra el agujero donde se aloja el tornillo de potencia, el mismo que representa un concentrador de esfuerzos.

Concentrador de esfuerzos (Fig. 2.22)

$$\phi := 25.4 \text{ mm}$$

$$h_{\text{vig}} := 38 \text{ mm}$$

$$b_{\text{vig}} := 60 \text{ mm}$$

$$\frac{\phi}{h_{\text{vig}}} = 0.668$$

$$\frac{\phi}{b_{\text{vig}}} = 0.423$$

$$K_{\text{ce}} := 1.8 \text{ (factor de concentración de esfuerzo normal)}$$

El segundo momento de área de la viga principal tomando en cuenta el concentrador de esfuerzos se lo determina utilizando la ecuación 2.7.

$$I := \frac{(b_{\text{vig}} - \phi) \cdot h_{\text{vig}}^3}{12}$$

$$I = 158214.267 \text{ mm}^4$$

C_{vig} , es la distancia desde la fibra neutra a la fibra más alejada de la sección transversal rectangular de la viga principal.

$$C_{vig} := \frac{h_{vig}}{2}$$

$$C_{vig} = 19 \text{ mm}$$

Para el cálculo del esfuerzo de flexión máximo aplicado a la viga principal ($\sigma_{f_{max}}$), es necesario calcular un esfuerzo normal teórico (σ_o) que considera el concentrador de esfuerzo provocado por el agujero central de la viga principal con la utilización de la ecuación 2.19.

$$\sigma_o := \frac{M \cdot C_{vig}}{I}$$

$$\sigma_o = 20.415 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo de flexión máximo para una viga con agujero central y carga simétrica se calcula usando la ecuación 2.18.

$$\sigma_{f_{max}} := K_{ce} \cdot \sigma_o$$

$$\sigma_{f_{max}} = 36.748 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para elegir el acero de la viga principal, se multiplica el esfuerzo de flexión máximo ($\sigma_{f_{max}}$) por un factor de seguridad de referencia para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes (1.5), para determinar la resistencia a la fluencia del mismo.

$$S_y := 1.5 \cdot \sigma_{f_{max}}$$

$$S_y = 55.121 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Con este valor como referencia, se escoge un acero Bohler V945 (760) (AISI-1045) templado y revenido a 400°C, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 65 Kg/mm².

Para este acero, se calcula el factor de seguridad con su respectivo valor de resistencia y el esfuerzo de flexión máximo ($\sigma_{f_{max}}$) calculado.

$$FS := \frac{Sy}{\sigma_{f_{max}}}$$

$$FS := 1.7$$

Como se observa, el factor de seguridad calculado (1.7) aplicado a la viga principal es mayor que el factor de seguridad de referencia (1.5), razón por la cual, es un diseño seguro.

Una simulación del comportamiento de la viga principal basado en la teoría de los elementos finitos mediante el software solidworks, presenta valores del esfuerzo de flexión máximo así como también del factor de seguridad recomendado bastante aproximados con los calculados, dicha simulación se muestra en la figura 3.8.

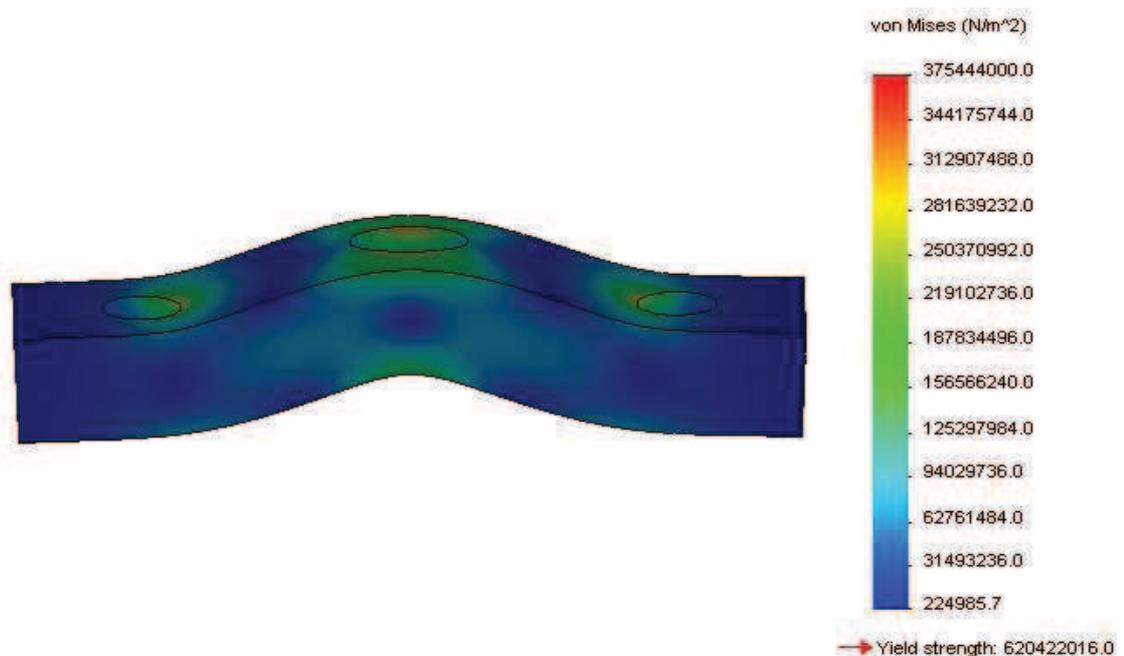


Figura 3.8 Simulación del Comportamiento de la Viga Principal.

El software calcula un valor del factor de seguridad de 1.63 y la comparación de factores de seguridad se muestra en la tabla 3.3, con su respectiva razón de variación (rv), la cual se determina de la siguiente manera:

$$rv := \frac{FS_{\text{calculado}}}{FS_{\text{referencia}}} = 1.13$$

FACTOR DE SEGURIDAD			
SOFTWARE	REFERENCIA	CALCULADO	RAZÓN DE VARIACIÓN
1.63	1.5	1.7	1.13

Tabla 3.3 Comparación de Factores de Seguridad en Viga Principal.

En la figura 3.9 se muestra la deflexión para una viga empotrada en sus dos extremos con carga simétrica.

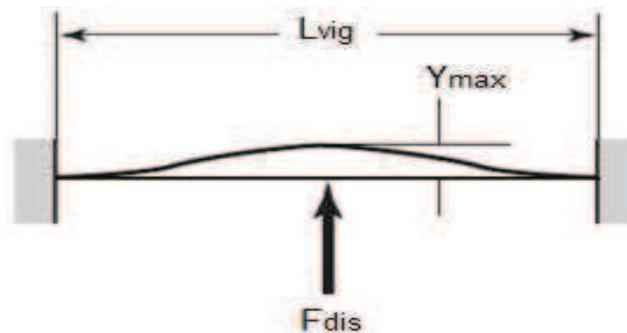


Figura 3.9 Deflexión Máxima en Viga Empotrada.⁵¹

El modulo de elasticidad para el acero es:

$$E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

La deflexión máxima en la viga principal aplicando la ecuación 2.14 es:

$$Y_{\text{max}} := \frac{F_{\text{dis}} \cdot L_{\text{vig}}^3}{192 \cdot E \cdot I}$$

$$Y_{\text{max}} = 0.06 \text{ mm}$$

⁵¹ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 999.

Para comparar la deflexión en la viga principal con valores recomendables para un equipo de precisión, se realiza el cálculo para una longitud de viga de 1mm.

$$Y_{\max} := \frac{0.06}{170} \text{ mm/mm long. viga}$$

$$Y_{\max} = 0.00035 \text{ mm/mm long. viga}$$

Precisión moderada Recomendación mín.	Deflexión calculada	Precisión moderada Recomendación máx.
0.00001 mm/mm long	0.00035 mm/mm long	0.0005 mm/mm long

Tabla 3.4 Comparación de Deflexiones de Viga Principal.

Como se observa en la tabla 3.4, la deflexión para la viga principal se encuentra dentro los límites recomendados para un equipo de precisión moderada.

3.2.4.2. Diseño del Tornillo de Potencia

El tornillo de potencia, es el elemento que se aloja en la viga principal por medio de una rosca tipo ACME de una pulgada de diámetro y cinco hilos por pulga, como se muestra en la figura 3.10 y se encarga de transmitir la fuerza necesaria para producir la fuerza de sujeción en la lámina metálica. Se encuentra sometido a esfuerzos de compresión y torsión en el cuerpo del tornillo y esfuerzos de flexión, apoyo y cortante en la raíz de la rosca.

Las roscas ACME son dotadas tanto para propósitos generales o como roscas centradas.

Las roscas para propósitos generales se clasifican en tres clases de ajustes: 2G para trabajos generales, 3G y 4G para juego mínimo.

Las roscas centradas tienen una tolerancia mayor y son capaces de controlar la concentricidad entre el tornillo y la tuerca y se clasifican como: 2C, 3C, 4C, 5C Y 6C, siendo la clase 2C la que representa el juego máximo.

Las dimensiones básicas para construir un tornillo de potencia con rosca tipo ACME, se obtienen de la tabla que se encuentra en el Anexo D.

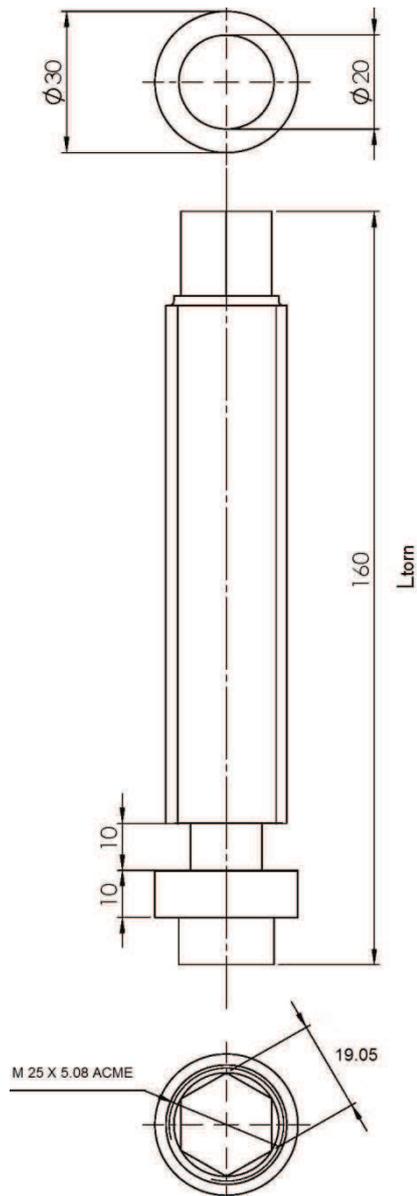


Figura 3.10 Geometría del Tornillo de Potencia.

Para realizar la fuerza de sujeción en la lámina metálica, al tornillo de potencia se le debe aplicar un determinado torque, y para calcularlo se debe tomar en cuenta su geometría como es su diámetro de paso (d_p), ángulo de la hélice (α), ángulo de la rosca (θ), relación entre estos ángulos (θn) y también la fricción que produce contra la tuerca para determinar el coeficiente de fricción (f).

Al ser la viga principal en donde se aloja el tornillo de potencia mediante una rosca tipo ACME, esta se convierte en la tuerca, y al ser ambos elementos de acero, el coeficiente de fricción se elige para materiales acero-acero, tomando

en cuenta el valor de la fricción en el arranque de 1.33 veces el valor escogido de la tabla 2.9.

$$f := 0.15 \cdot 1.33$$

$$f = 0.2$$

Para determinar el torque requerido por el tornillo de potencia (T_r), para ejercer la fuerza de sujeción, se aplica la ecuación 2.21.

Datos

$$F_{\text{sujd}} := 2000 \text{ Kgf} \qquad \text{Ángulo de la hélice } \alpha = 4.05^\circ$$

$$dp := 22.86 \text{ mm} \qquad \text{Ángulo de la rosca } \theta = 14.5^\circ$$

$$\theta_n := \text{atan}(\cos(\alpha) \cdot \tan(\theta))$$

$$\theta_n = 14.44^\circ$$

$$T_r := \left(\frac{dp \cdot F_{\text{sujd}}}{2} \right) \cdot \left[\frac{f + (\cos(\theta_n) \cdot \tan(\alpha))}{\cos(\theta_n) - (f \cdot \tan(\alpha))} \right]$$

$$T_r = 6429.789 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

Una vez que el tornillo de potencia ha sido ajustado, este no debe aflojarse por sí solo debido a la acción de sus fuerzas aplicadas, porque la medida de embutición ya no será precisa, para evitar esto, el tornillo debe cumplir con la siguiente expresión para que sea auto-trabante.

$$\tan(\alpha) < f / \cos(\theta_n)$$

$$\tan(\alpha) = 0.071 \qquad \frac{f}{\cos(\theta_n)} = 0.206$$

Al ser la expresión anterior verdadera, el tornillo de potencia es auto-trabante, y se tiene la seguridad que bajo ninguna circunstancia se aflojará por sí mismo. Para una correcta elección del torquímetro con el cual vamos a ejercer el torque requerido, se muestra su valor en diferentes unidades en la tabla 3.5, las cuales son comunes encontrarlas en el mercado.

F_{suj} (Kgf)	T_r		
	(Kgf-mm)	(Lb-pulg)	(Lb-pie)
2000	6429.789	558.081	46.507

Tabla 3.5 Torque Requerido por el Tornillo de Potencia.

De acuerdo al valor del torque requerido por el tornillo de potencia de la tabla 3.5, se escoge un torquímetro capaz de realizar un torque de 46.5 lb-pie, con un mando de 3/4 pulg., el cual es sencillo encontrarlo en el mercado ecuatoriano.

Para el cálculo de todos los esfuerzos que se producen en el tornillo de potencia, se debe utilizar valores críticos del mismo, en el caso de su geometría se utilizan valores mínimos (diámetro de raíz, $d_r = 20.32$ mm) y en el caso de cargas se utilizan los valores de diseño.

Debido al torque que se debe hacer en el tornillo de potencia para producir la fuerza de sujeción, se presenta un esfuerzo cortante nominal de torsión en el cuerpo del tornillo (τ) y se lo determina empleando la ecuación 2.23.

$$\tau := \frac{16 \cdot T_r}{\pi \cdot d_r^3}$$

$$\tau = 3.903 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El cuerpo del tornillo de potencia soporta también la carga producida por la fuerza de embutición (P_{dis}) sumada a la fuerza de sujeción (F_{sujd}), la cual es la

carga total de diseño ($F_{dis} = 8000$ Kgf), esta fuerza crítica se la utiliza para calcular el esfuerzo normal de compresión en el cuerpo del tornillo (σ_c) aplicando la ecuación 2.24.

$$\sigma_c := \frac{-4 \cdot F_{dis}}{\pi \cdot d_r^2}$$

$$\sigma_c = -24.669 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El signo negativo en este esfuerzo se debe a que se trata de un esfuerzo de compresión ya que la carga de diseño tiende a comprimir al tornillo de potencia.

En la rosca del tornillo de potencia se presentan esfuerzos nominales, los cuales para obtener sus valores máximos en la combinación rosca-tuerca, es necesario analizar la primera rosca en contacto ($n=1$) y sustituir la carga total de diseño por la fuerza soportada por el primer hilo de la rosca del tornillo de potencia (F_{ros}), la cual resulta un 0.38 de la carga total de diseño.

$$F_{ros} := 0.38 \cdot F_{dis}$$

$$F_{ros} = 3040 \text{ Kgf}$$

El esfuerzo de apoyo en la rosca del tornillo de potencia (σ_a) se determina usando la ecuación 2.25.

Datos

$$n := 1 \quad p' := 5.08 \text{ mm (paso del tornillo)}$$

$$\sigma_a := \frac{-2 \cdot F_{ros}}{\pi \cdot d_p \cdot n \cdot p'}$$

$$\sigma_a = -16.665 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo de flexión en la raíz de la rosca del tornillo (σ_b) se calcula mediante la ecuación 2.26.

$$\sigma_b := \frac{6 \cdot F_{ros}}{\pi \cdot d_r \cdot n \cdot p'}$$

$$\sigma_b = 56.245 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

A partir del sistema coordenado de la figura 2.25, se identifican los esfuerzos normales ortogonales y los esfuerzos cortantes de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \sigma_x &:= \sigma_b \\ \sigma_x &= 56.245 & \tau_{xy} &:= 0 \\ & & \tau_{yz} &:= \tau \\ \sigma_y &:= 0 & \tau_{yz} &= 3.903 \\ \sigma_z &:= \sigma_c \\ \sigma_z &= -24.669 & \tau_{zx} &:= 0 \end{aligned}$$

Para calcular el esfuerzo de Von Mises (σ'), se usa la ecuación 2.27.

$$\sigma' := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 72.148 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para elegir el acero del tornillo de potencia, se multiplica el esfuerzo de Von Mises (σ') por un factor de seguridad de referencia para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes (1.5), para determinar la resistencia a la fluencia del mismo.

$$S_y := 1.5 \cdot \sigma'$$
$$S_y = 108.222 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Con este valor como referencia, se escoge un acero Bohler V155 (705) (AISI-4340) templado y revenido a 540°C, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 115 Kg/mm².

Para este acero se obtiene el factor de seguridad calculado, dividiendo la resistencia a la fluencia (S_y) para el esfuerzo de Von Mises (σ') calculado.

$$FS := \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$FS = 1.59$$

Como se observa, el factor de seguridad calculado (1.59) aplicado al tornillo de potencia es mayor que el factor de seguridad de referencia (1.5), razón por la cual, es un diseño seguro.

Una simulación del comportamiento del tornillo de potencia basado en la teoría de los elementos finitos mediante el software solidworks, presenta valores para el esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad, bastante aproximados con los calculados, dicha simulación se muestra en la figura 3.11.

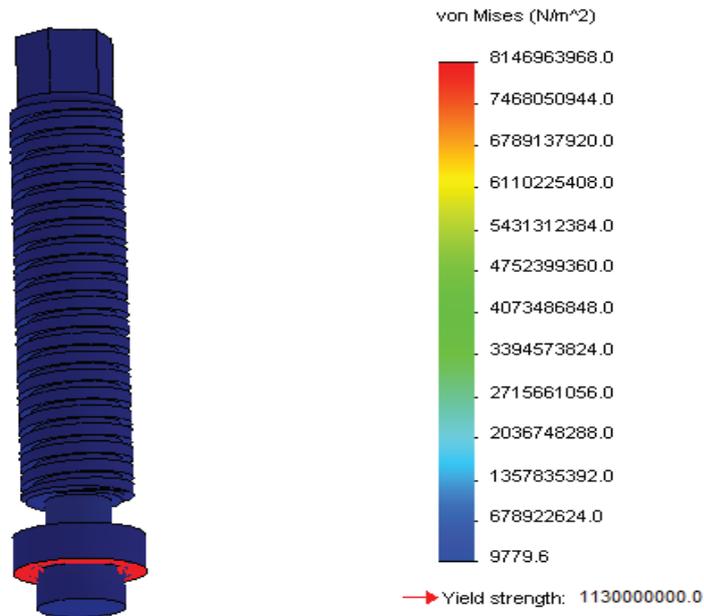


Figura 3.11 Simulación del Comportamiento del Tornillo de Potencia.

El software calcula un valor del factor de seguridad de 1.35 y la comparación de factores de seguridad se muestra en la tabla 3.6, con su respectiva razón de variación (rv), la cual se determina de la siguiente manera:

$$rv := \frac{FS_{\text{calculado}}}{FS_{\text{referencia}}} = 1.06$$

FACTOR DE SEGURIDAD			
SOFTWARE	REFERENCIA	CALCULADO	RAZÓN DE VARIACIÓN
1.35	1.5	1.59	1.06

Tabla 3.6 Comparación de Factores de Seguridad en Tornillo de Potencia.

Como se puede observar en la figura 3.11, existe una sección que es crítica debido a sus dimensiones como es el caso de la región inferior pintada de rojo, en donde se aloja un rodamiento de carga axial, con el fin de eliminar la fricción producida por el tornillo el momento de realizar el torque, el cual ejerce presión en la zona que se muestra en la figura 3.12.

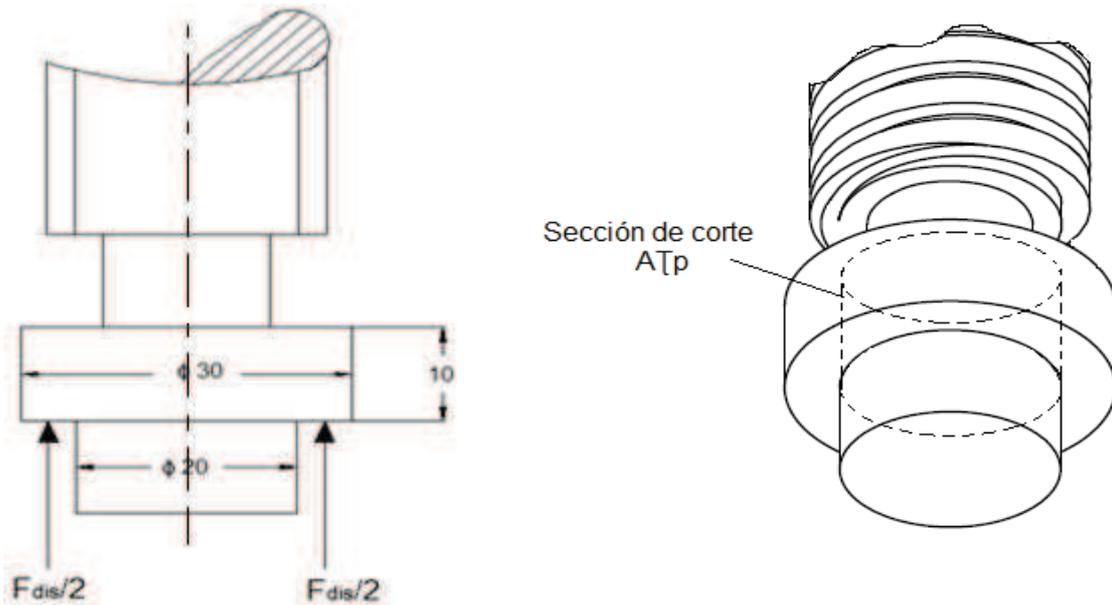


Figura 3.12 Sección Crítica del Tornillo de Potencia.

Como se observa, la carga total de diseño trata de cortar a la sección crítica de 10 mm de espesor del tornillo de potencia, provocando en esta un esfuerzo cortante puro (τ_p), y para determinarlo es necesario calcular el área de la sección de corte (A_{τ_p}) que es igual a la circunferencia por el espesor de la sección:

$$A_{\tau_p} := \pi \cdot \phi \cdot 10$$

$$A_{\tau_p} = 628.319 \text{ mm}^2$$

Una vez determinada el área de corte, se aplica la ecuación 2.11 para calcular el esfuerzo cortante puro (τ_p).

$$\tau_p := \frac{F_{dis}}{A_{\tau_p}}$$

$$\tau_p = 12.732 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo permisible por cortante (τ_{perm}) en la sección crítica del tornillo de potencia, tomando en cuenta que la resistencia a la fluencia por cortante (S_{sy})

es 0.58 del valor de la resistencia a la fluencia del material (S_y) para el acero es:

$$S_{sy} := 0.58 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 66.7 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\text{perm}} := \frac{S_{sy}}{FS}$$

$$\tau_{\text{perm}} = 41.846 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Se observa que el esfuerzo cortante puro es menor que el esfuerzo permisible por cortante, por lo tanto la sección crítica es segura.

Por último, debido a la reacción que provoca la viga principal contra el tornillo de potencia, se produce una carga axial de compresión en el cuerpo del tornillo, por lo que se analiza si este va a producir pandeo debido a dicha carga.

Datos

$$d_r := 20.32 \text{ mm} \quad L_{\text{torn}} := 160 \text{ mm} \quad E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El segundo momento de área para una sección transversal circular es:

$$I := \pi \cdot \frac{d_r^4}{64}$$

$$I = 8368.829 \text{ mm}^4$$

Así como el área de la sección transversal circular:

$$A_{st} := \pi \cdot \frac{dr^2}{4}$$

$$A_{st} = 324.293 \text{ mm}^2$$

El radio de giro de pandeo del tornillo de potencia es:

$$rc := \sqrt{\frac{I}{A_{st}}}$$

$$rc = 5.08 \text{ mm}$$

Debido a la deflexión que existe en los elementos de apoyo del tornillo de potencia, se lo puede considerar para el cálculo, con extremos articulados; para lo cual se determina el valor de la constante de esbeltez para columnas cargadas axialmente (k) de la figura 2.21.

$$k := 1$$

Para determinar si existe pandeo debido a la carga axial aplicada al tornillo de potencia, es necesario antes determinar los valores tanto de la relación de esbeltez del tornillo de potencia (E_{torn}), como de la relación de esbeltez crítica del elemento con relación al material con el cual es fabricado (E_{cr}).

$$E_{torn} := \frac{k \cdot L_{torn}}{rc}$$

$$E_{cr} := \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{S_y}}$$

$$E_{torn} = 31.496$$

$$E_{cr} = 59.158$$

Como se puede observar, la relación de esbeltez del tornillo de potencia es menor que la relación de esbeltez crítica; por lo tanto para determinar el

esfuerzo normal permisible en pandeo para el tornillo (σ_{permp}), se debe aplicar la ecuación 2.17.

$$\sigma_{\text{permp}} := \frac{Sy \cdot \left(1 - \frac{E_{\text{torn}}^2}{2 \cdot E_{\text{cr}}^2} \right)}{\left[\left(\frac{5}{3} \right) + \left[\left(\frac{3}{8} \right) \cdot \frac{E_{\text{torn}}}{E_{\text{cr}}} \right] - \left(\frac{E_{\text{torn}}^3}{8 \cdot E_{\text{cr}}^3} \right) \right]}$$

$$\sigma_{\text{permp}} = 53.426 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Al esfuerzo normal permisible en pandeo (σ_{permp}), se lo multiplica por el área de la sección transversal circular (A_{st}), y se obtiene la carga permisible en pandeo para el tornillo de potencia (F_{permp}).

$$F_{\text{permp}} := \sigma_{\text{permp}} \cdot A_{\text{st}}$$

$$F_{\text{permp}} = 17325.528 \text{ Kgf}$$

Como se observa la carga axial de compresión permisible en el tornillo de potencia es aproximadamente 17 toneladas, mientras que la carga total de diseño del equipo es 8 toneladas, con lo cual se comprueba que el tornillo no fallará debido a pandeo.

3.2.4.3. Diseño de las Columnas de la Prensa

Las columnas de la prensa, son los elementos verticales que se fijan a la base de la prensa y soportan a la viga principal en sus extremos. Estos elementos son iguales, de sección transversal circular como se muestra en la figura 3.13, y soportan esfuerzos normales de tracción.

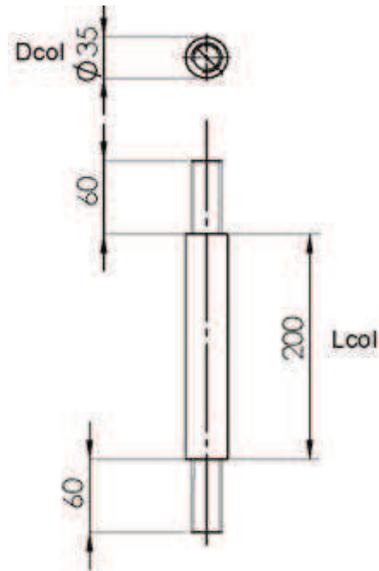


Figura 3.13 Geometría de las Columnas de la Prensa.

En las columnas de la prensa, al ser empernadas a la base de la prensa y a la viga principal, y debido a la acción de trabajo del tornillo de potencia, se transfiere la carga por medio de la viga a estas, y tratan de estirarse por lo que se considera para el cálculo que se encuentran sometidas a tracción.

Debido a que la carga se encuentra en el centro de la viga principal, esta se distribuye equitativamente a cada una de las columnas, por lo que, cada columna soporta la mitad de la carga total de diseño, y su reacción se observa en la figura 3.14.

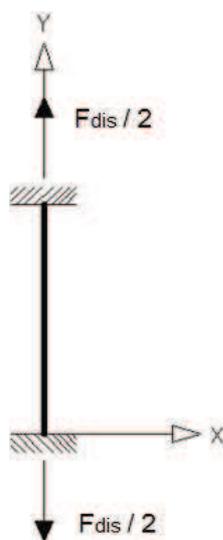


Figura 3.14 Diagrama de Cuerpo Libre de las Columnas de la Prensa.

Con respecto a la geometría de la columna de la prensa, existe una sección que es crítica debido a sus dimensiones como es el caso de los extremos, en donde existe una reducción en el diámetro de la sección roscada (1 pulg) con respecto al cuerpo de la columna (35 mm) como se muestra en la figura 3.15, para el cálculo de este concentrador de esfuerzos, se utiliza el diámetro de raíz (d_r) de la sección roscada, por ser el valor más crítico.

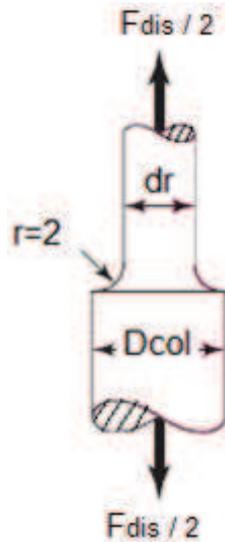


Figura 3.15 Sección Crítica de la Columna de la Prensa.

Para el cálculo del esfuerzo normal de tracción (σ_t), es necesario determinar un esfuerzo normal teórico (σ_o) que considera el concentrador de esfuerzo provocado por la reducción de la sección transversal circular en la columna con respecto a la carga aplicada ($F_{dis}/2$).

Datos

$F_{dis} := 8000$ kgf	$D_{col} := 35$ mm
$\frac{F_{dis}}{2} = 4000$ kgf	$L_{col} := 200$ mm
$r := 2$ mm	$d_r := 24$ mm

$$\sigma_o := \frac{\frac{F_{dis}}{2}}{\frac{\pi \cdot dr^2}{4}}$$

$$\sigma_o = 8.842 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El factor de concentración de esfuerzo normal (K_{ce}) se lo toma del gráfico que se encuentra en el Anexo F de acuerdo con las relaciones de diámetros y radios:

$$\frac{r}{dr} = 0.083 \qquad \frac{D_{col}}{dr} = 1.458$$

$$K_{ce} := 1.9$$

El esfuerzo normal de tracción (σ_t) está dado por:

$$\sigma_t := K_{ce} \cdot \sigma_o$$

$$\sigma_t = 16.7997 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para elegir el acero de las columnas de la prensa, se multiplica el esfuerzo normal de tracción (σ_t) por un factor de seguridad de referencia para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes (1.5), para determinar la resistencia a la fluencia del mismo.

$$S_y := 1.5 \cdot \sigma_t$$

$$S_y = 25.1995 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Con este valor como referencia, se escoge un acero ASTM A36, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 25.31 Kg/mm².

Para este acero se obtiene el factor de seguridad calculado, dividiendo la resistencia a la fluencia (Sy) para el esfuerzo normal de tracción (σt) calculado.

$$FS := \frac{Sy}{\sigma_t}$$

$$FS = 1.51$$

Como se observa, el factor de seguridad calculado (1.51) aplicado a las columnas de la prensa es mayor que el factor de seguridad de referencia (1.5), razón por la cual, es un diseño seguro.

Una simulación del comportamiento de las columnas de la prensa basado en la teoría de los elementos finitos mediante el software solidworks, presenta valores para el esfuerzo normal de tracción y factor de seguridad, bastante aproximados con los calculados, dicha simulación se muestra en la figura 3.16.

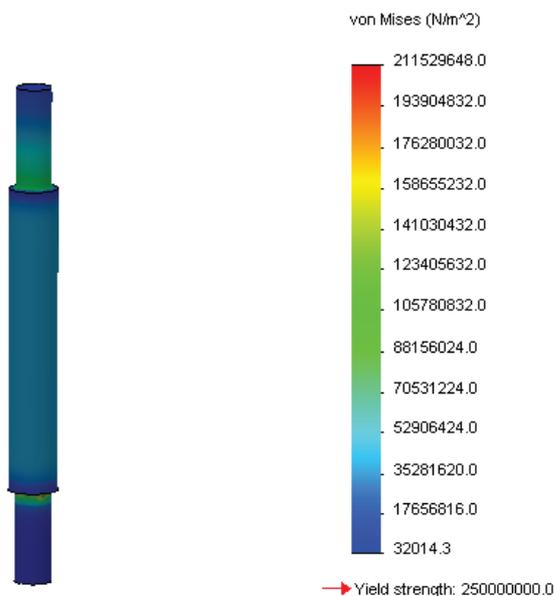


Figura 3.16 Simulación del Comportamiento de las Columnas de la Prensa.

El software calcula un valor del factor de seguridad de 1.15 y la comparación de factores de seguridad se muestra en la tabla 3.7, con su respectiva razón de variación (rv), la cual se determina de la siguiente manera:

$$rv := \frac{FS_{\text{calculado}}}{FS_{\text{referencia}}} = 1.01$$

FACTOR DE SEGURIDAD			
SOFTWARE	REFERENCIA	CALCULADO	RAZÓN DE VARIACIÓN
1.15	1.5	1.51	1.01

Tabla 3.7 Comparación de Factores de Seguridad en Columnas de Prensa.

El modulo de elasticidad para el acero es:

$$E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

La deflexión máxima (extensión) en las columnas de la prensa aplicando la ecuación 2.15 es:

$$\delta_{\max} := \frac{\left(\frac{F_{\text{dis}}}{2}\right) \cdot L_{\text{col}}}{A_{\text{st}} \cdot E}$$

$$\delta_{\max} = 0.041 \text{ mm}$$

La comparación de la deflexión (extensión) en las columnas de la prensa con los valores recomendables para un equipo de precisión se muestra en la tabla 3.8.

Deflexión calculada	Recomendación máxima
0.041 mm	0.05 mm

Tabla 3.8 Comparación de Deflexiones en Columnas de la Prensa.

Como se observa en la tabla 3.8 la deflexión calculada (extensión) para las columnas de la prensa no supera el límite recomendado para un equipo de precisión, cuyo valor es la apreciación de la medición del índice Erichsen.

3.2.4.4. Diseño del Carro de la Prensa

El carro de la prensa, es un elemento horizontal cuya principal función es sostener al dado superior por medio del porta dado, con el fin de subirlos cuando el tornillo de potencia se afloje y bajarlos cuando se ajuste.

Se encuentra guiado por medio de bujes a las columnas de la prensa con el objetivo de mover al dado superior en dirección vertical sin ninguna clase de movimiento relativo a este como es desplazamiento horizontal o rotación.

En su plano superior se une al tornillo de potencia por medio de un par de vinchas las cuales en su interior alojan a un rodamiento de carga axial que permite transformar el movimiento rotatorio del tornillo en un desplazamiento vertical del carro de la prensa.

Este elemento es de sección transversal rectangular como se muestra en la figura 3.17 y debido a que la carga se aplica en su centro y se encuentra apoyado sobre el porta dado superior, se somete a esfuerzos de flexión.

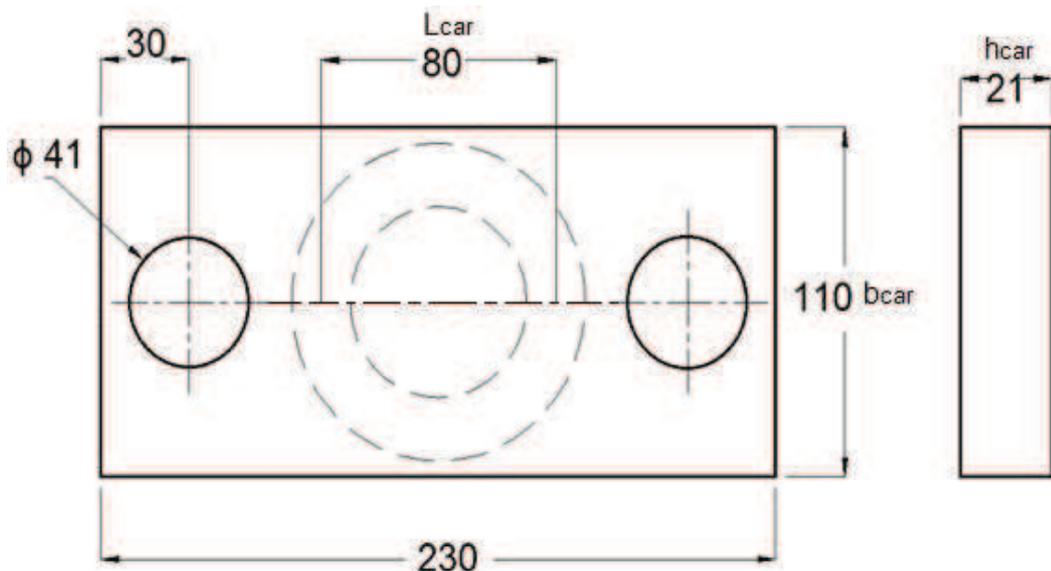


Figura 3.17 Geometría del Carro de la Prensa.

Al carro de la prensa, se lo considera una viga en flexión simplemente apoyada. Por la tanto el diagrama de distribución de carga se muestra en la figura 3.18.

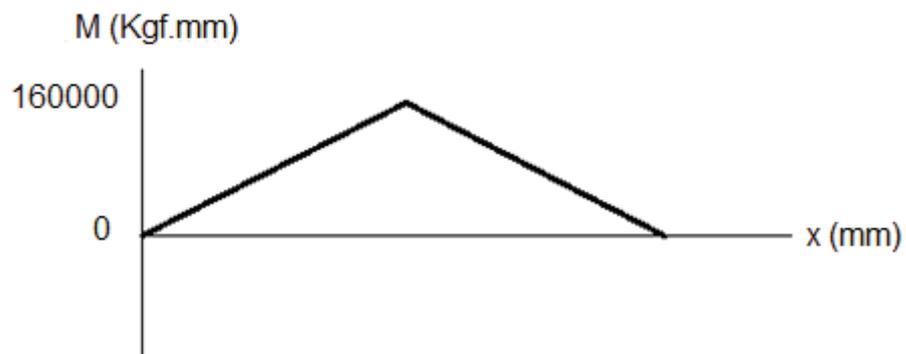
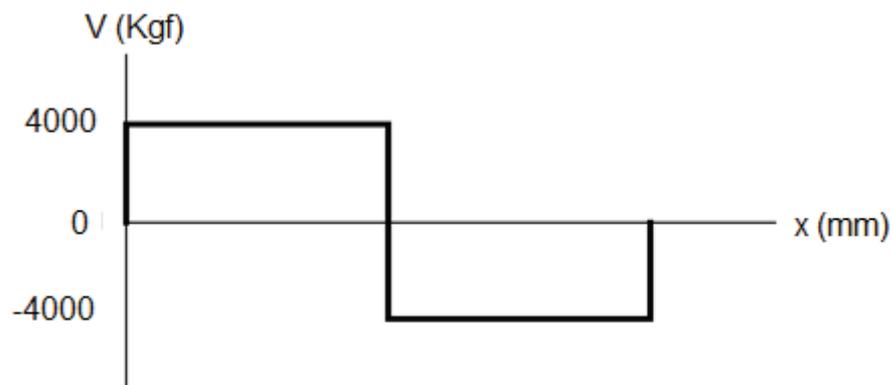
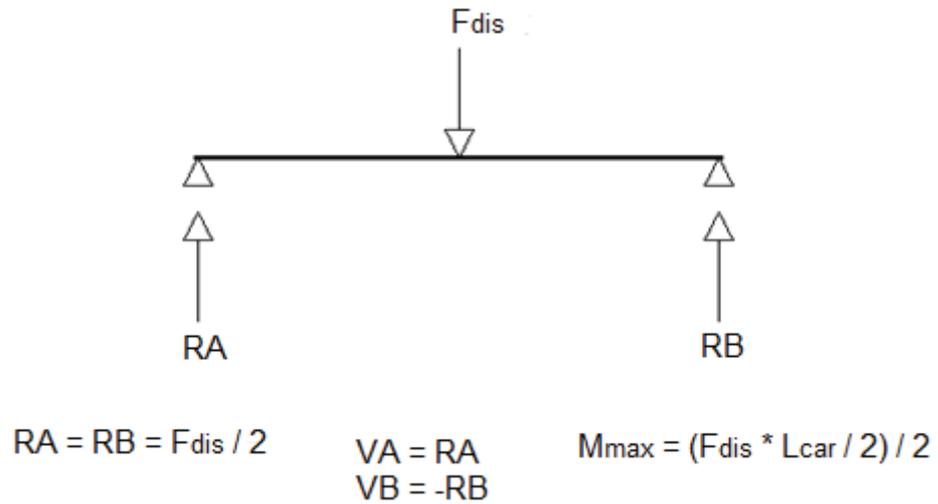


Figura 3.18 Diagrama de distribución de carga del carro de la prensa: fuerza cortante y momento flector.

Datos

$$F_{\text{dis}} := 8000 \text{ kgf}$$

$$L_{\text{car}} := 80 \text{ mm}$$

El momento flector máximo está ubicado en el centro del carro de la prensa:

$$M := \frac{F_{\text{dis}} \cdot \frac{L_{\text{car}}}{2}}{2}$$

$$M = 160000 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

El segundo momento de área del carro de la prensa se lo determina utilizando la ecuación 2.7.

$$I := \frac{b_{\text{car}} \cdot h_{\text{car}}^3}{12}$$

$$I = 84892.5 \text{ mm}^4$$

C_{car} , es la distancia desde la fibra neutra a la fibra más alejada de la sección transversal rectangular del carro de la prensa.

$$C_{\text{car}} := \frac{h_{\text{car}}}{2}$$

$$C_{\text{car}} = 10.5 \text{ mm}$$

Para el cálculo del esfuerzo máximo de flexión aplicado al carro de la prensa ($\sigma_{f_{\text{max}}}$), se usa la ecuación 2.6.

$$\sigma_{f_{\text{max}}} := \frac{M \cdot C_{\text{car}}}{I}$$

$$\sigma_{f_{\text{max}}} = 19.79 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para elegir el acero del carro de la prensa, se multiplica el esfuerzo de flexión máximo (σ_{\max}) por un factor de seguridad de referencia para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes (1.5), para determinar la resistencia a la fluencia del mismo.

$$S_y := 1.5 \cdot \sigma_{\max}$$

$$S_y = 29.685 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Con este valor como referencia, se escoge un acero Bohler V945 (760) (AISI-1045) templado y revenido a 500°C, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 32 Kg/mm².

Para este acero se obtiene el factor de seguridad calculado, dividiendo la resistencia a la fluencia (S_y) para el esfuerzo máximo de flexión (σ_{\max}) calculado.

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$FS := 1.61$$

Como se observa, el factor de seguridad calculado (1.61) aplicado al carro de la prensa es mayor que el factor de seguridad de referencia (1.5), razón por la cual, es un diseño seguro.

Una simulación del comportamiento del carro de la prensa basado en la teoría de los elementos finitos mediante el software solidworks, presenta valores aproximados en cuanto al esfuerzo máximo de flexión así como también del factor de seguridad recomendado, y se muestra en la figura 3.19.

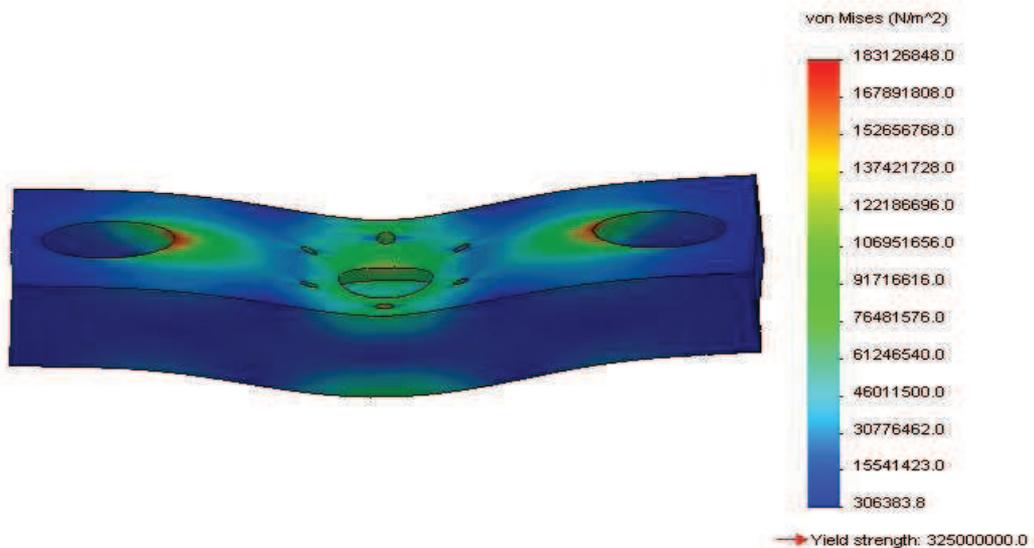


Figura 3.19 Simulación del Comportamiento del Carro de la Prensa.

El software calcula un valor del factor de seguridad de 1.6 y la comparación de factores de seguridad se muestra en la tabla 3.9, con su respectiva razón de variación (rv), la cual se determina de la siguiente manera:

$$rv := \frac{FS_{\text{calculado}}}{FS_{\text{referencia}}} = 1.07$$

FACTOR DE SEGURIDAD			
SOFTWARE	REFERENCIA	CALCULADO	RAZÓN DE VARIACIÓN
1.6	1.5	1.61	1.07

Tabla 3.9 Comparación de Factores de Seguridad en Carro de la Prensa.

En la figura 3.20 se muestra la deflexión del carro con carga simétrica.

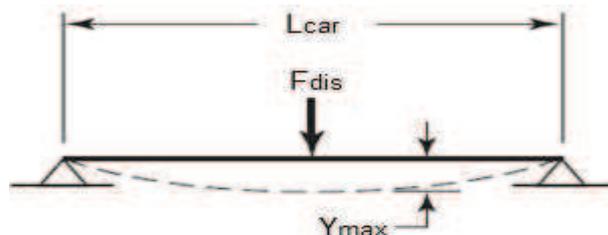


Figura 3.20 Deflexión Máxima en Carro de la Prensa.⁵²

⁵² Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 999.

El modulo de elasticidad para el acero es:

$$E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

La deflexión máxima en el carro de la prensa aplicando la ecuación 2.14 es:

$$Y_{\max} := \frac{-F_{\text{dis}} \cdot L_{\text{car}}^3}{192 \cdot E \cdot I}$$

$$Y_{\max} = -0.012 \text{ mm}$$

Para comparar la deflexión en el carro de la prensa con valores recomendables para un equipo de precisión, se realiza el cálculo para una longitud de viga de 1mm.

$$Y_{\max} := \frac{0.012}{80} \text{ mm/mm long. viga}$$

$$Y_{\max} = 0.00015 \text{ mm/mm long. viga}$$

Precisión moderada Recomendación mín.	Deflexión calculada	Precisión moderada Recomendación máx.
0.00001 mm/mm long	0.00015 mm/mm long	0.0005 mm/mm long

Tabla 3.10 Comparación de Deflexiones del Carro de la Prensa.

Como se observa en la tabla 3.10, la deflexión para el carro de la prensa se encuentra dentro los límites recomendados para un equipo de precisión moderada.

En el carro de la prensa existe una sección crítica en su plano superior, en el cual se aloja el rodamiento de carga axial que mediante la acción del tornillo de potencia, ejerce presión en la zona que se muestra en la figura 3.21.

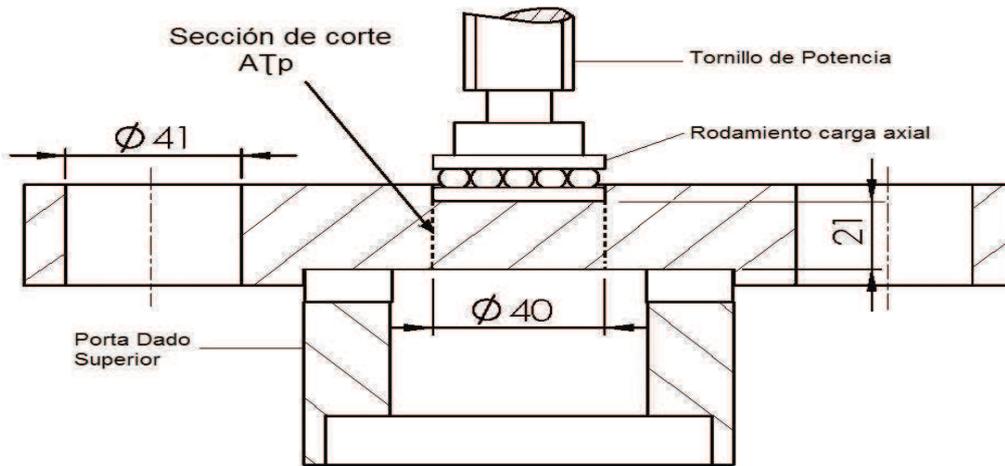


Figura 3.21 Sección Crítica del Carro de la Prensa.

Como se observa, la carga total de diseño trata de cortar a la sección crítica de 21 mm de espesor del carro de la prensa, provocando en esta un esfuerzo cortante puro (τ_p), que para su cálculo es necesario determinar el área de la sección de corte ($A_{\tau p}$) que es igual a la circunferencia del rodamiento de carga axial por el espesor de la sección crítica.

$$A_{\tau p} := \pi \cdot \phi \cdot 21$$

$$A_{\tau p} = 2638.938 \text{ mm}^2$$

Una vez determinada el área de corte, se calcula el esfuerzo cortante puro (τ_p) aplicando la ecuación 2.11.

$$\tau_p := \frac{F_{dis}}{A_{\tau p}}$$

$$\tau_p = 3.032 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo permisible por cortante (τ_{perm}) en la sección crítica del carro de la prensa, tomando en cuenta que la resistencia a la fluencia por cortante (S_{sy}) es

0.58 del valor de la resistencia a la fluencia del material (S_y) para el acero y el factor de seguridad calculado es:

$$S_{sy} := 0.58 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 18.56 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\text{perm}} := \frac{S_{sy}}{\text{FS}}$$

$$\tau_{\text{perm}} = 11.528 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Se observa que el esfuerzo cortante puro es menor que el esfuerzo permisible por cortante por lo que la sección crítica del carro de la prensa es una sección segura.

3.2.4.5. Diseño del Porta Dado Superior

El porta dado superior, es un elemento cuya principal función es sostener al dado superior (pisador) en su parte inferior y se encuentra unido al carro de la prensa en su región superior.

Su sección transversal es circular hueco como se muestra en la figura 3.22, similar a un tubo de pared gruesa y debido a que la carga se aplica uniformemente en toda su sección transversal, se somete a un esfuerzo normal de compresión.

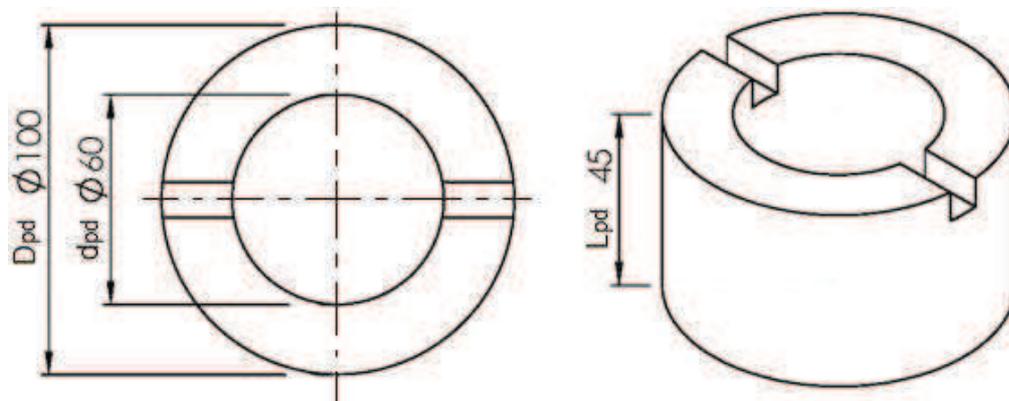


Figura 3.22 Geometría del Porta Dado Superior.

Las secciones acanaladas que se aprecian en la parte superior del porta dado, se las utiliza para ubicar una cámara de video y una luz respectivamente, con el fin de visualizar claramente el proceso de embutición que se da en el ensayo de láminas metálicas.

Datos

$$D_{pd} := 100 \text{ mm}$$

$$F_{dis} := 8000 \text{ kgf}$$

$$d_{pd} := 60 \text{ mm}$$

$$L_{pd} := 45 \text{ mm}$$

El área de la sección transversal circular hueca del porta dado superior es:

$$A_{st} := \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (D_{pd}^2 - d_{pd}^2)$$

$$A_{st} = 5026.548 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo normal de compresión (σ_c) que se produce en el porta dado superior se determina usando la ecuación 2.9.

$$\sigma_c := \frac{F_{dis}}{A_{st}}$$

$$\sigma_c = 1.592 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para elegir el acero del porta dado superior, se multiplica el esfuerzo normal de compresión (σ_c) por un factor de seguridad de referencia (1.5), para determinar la resistencia a la fluencia del mismo.

$$S_y := 1.5 \cdot \sigma_c$$

$$S_y = 2.387 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Debido a que resulta una resistencia de referencia muy baja, se escoge un acero ASTM A36, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 25.31 Kg/mm².

Para este acero se obtiene el factor de seguridad calculado, dividiendo la resistencia a la fluencia (Sy) para el esfuerzo normal de compresión (σ_c) calculado.

$$FS := \frac{Sy}{\sigma_c}$$

$$FS = 15.903$$

Como se observa, el factor de seguridad calculado (15.903) aplicado al porta dado superior es mayor que el factor de seguridad de referencia (1.5), razón por la cual es un diseño seguro.

Una simulación del comportamiento del porta dado superior basado en la teoría de los elementos finitos mediante el software solidworks, presenta valores para el esfuerzo normal de compresión y factor de seguridad, bastante aproximados con los calculados, dicha simulación se muestra en la figura 3.23.

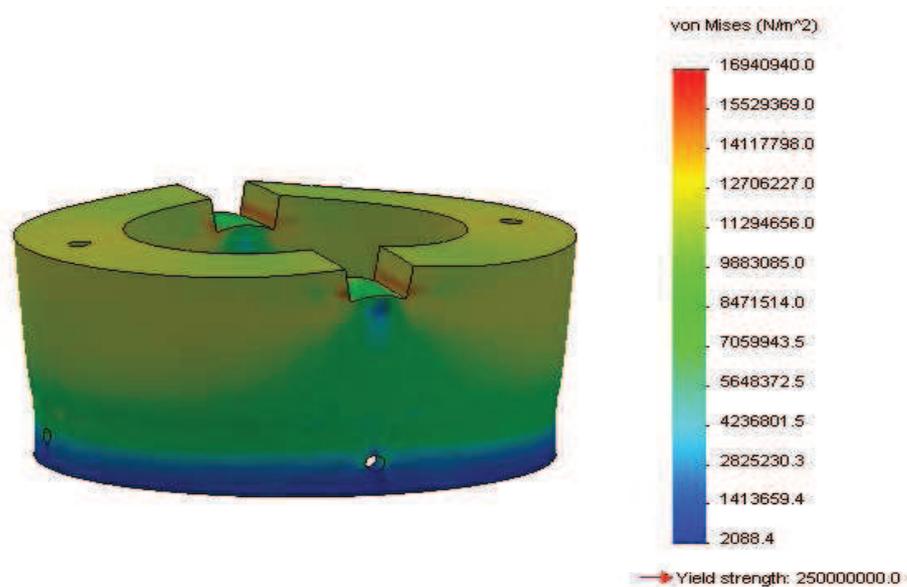


Figura 3.23 Simulación del Comportamiento del Porta Dado Superior.

El software calcula un valor del factor de seguridad de 14.79 y la comparación de factores de seguridad se muestra en la tabla 3.11, con su respectiva razón de variación (rv), la cual se determina de la siguiente manera:

$$rv := \frac{FS_{\text{calculado}}}{FS_{\text{referencia}}} = 10.6$$

FACTOR DE SEGURIDAD			
SOFTWARE	REFERENCIA	CALCULADO	RAZÓN DE VARIACIÓN
14.79	1.5	15.903	10.6

Tabla 3.11 Comparación de Factores de Seguridad en Porta Dado Superior.

En la tabla 3.11 se puede observar que existe una gran variación en la comparación de factores de seguridad y en un principio se puede pensar que el elemento se encuentra sobredimensionado, pero debido a la deflexión y motivos constructivos, no es posible reducir sus dimensiones.

El modulo de elasticidad para el acero es:

$$E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

La deflexión máxima (contracción) en el porta dado superior aplicando la ecuación 2.15 es:

$$\delta_{\text{max}} := \frac{F_{\text{dis}} \cdot L_{\text{pd}}}{A_{\text{st}} \cdot E}$$

$$\delta_{\text{max}} = 0.004 \text{ mm}$$

La comparación de la deflexión (contracción) en el porta dado superior con los valores recomendables para un equipo de alta precisión se muestra en la tabla 3.12.

Deflexión calculada	Recomendación máxima
0.004 mm	0.05 mm

Tabla 3.12 Comparación de Deflexiones en Porta Dado Superior.

Como se observa en la tabla 3.12 la deflexión calculada (contracción) para el porta dado no supera el límite recomendado para un equipo de alta precisión, cuyo valor es la apreciación de la medición del índice Erichsen.

3.2.4.6. Diseño de la Base de la Prensa

La base de la prensa es el elemento horizontal en donde se alojan las columnas de la prensa y el dado inferior, su sección transversal es rectangular como se muestra en la figura 3.24 y trabaja a esfuerzos de flexión al igual que la viga principal pero en sentido contrario.

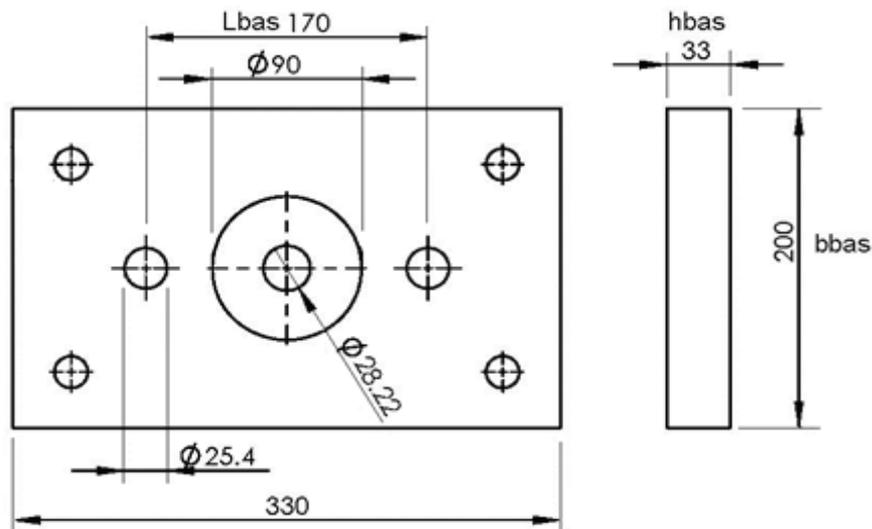


Figura 3.24 Geometría de la Base de la Prensa.

En el alojamiento de 90 mm de diámetro se asienta el dado inferior y en los agujeros de 25.4 mm se empernan las columnas de la prensa.

En el funcionamiento del equipo, las columnas tratan de separarse de la base de la prensa y el dado inferior se aplasta contra esta, esto ocasiona que trabaje como una viga en flexión empotrada en los extremos con carga simétrica y agujero central de 28.22 mm que es por donde hace su recorrido el punzón de embutición. Por lo tanto el diagrama de distribución de carga se muestra en la figura 3.25.

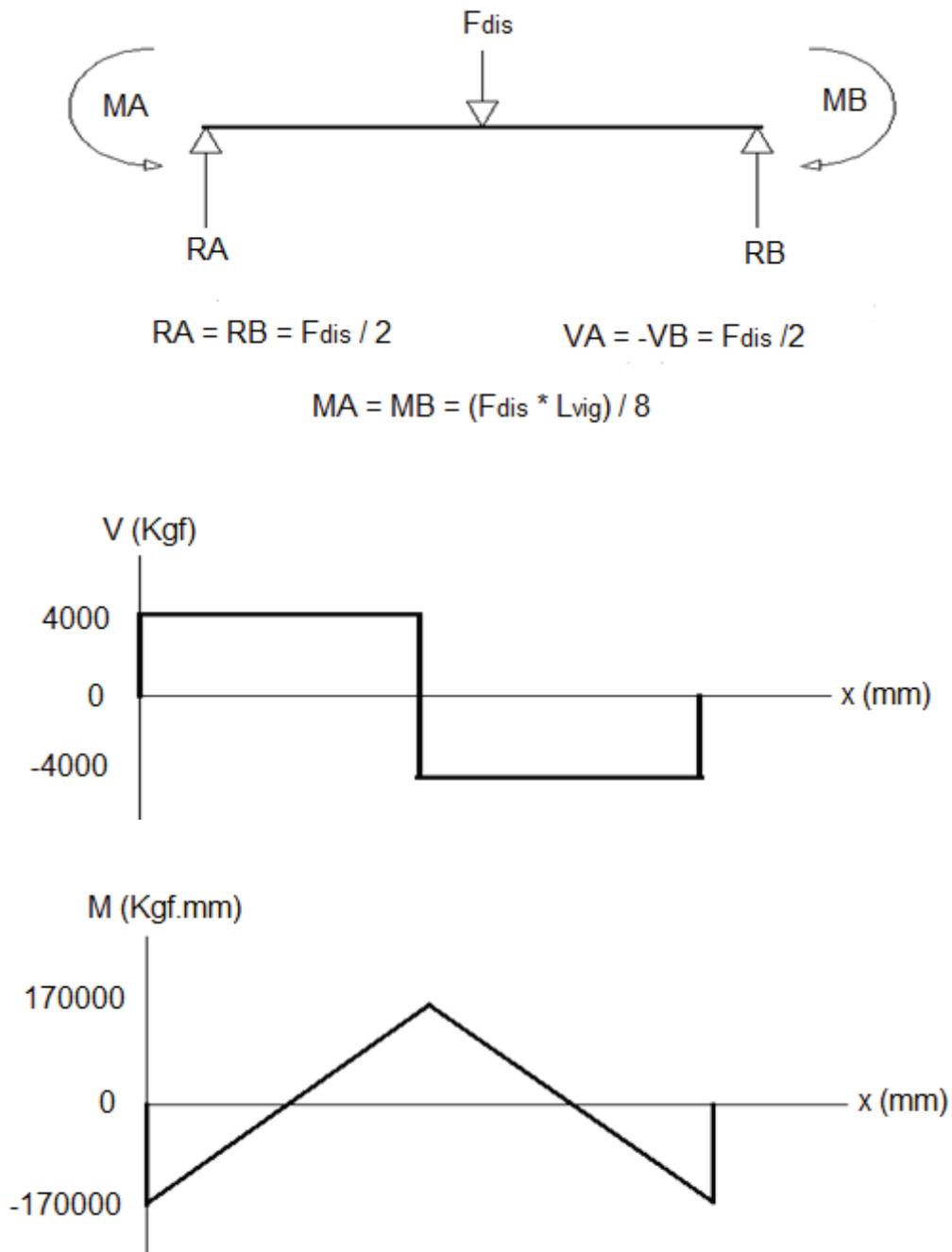


Figura 3.25 Diagrama de distribución de carga de la Base de la Prensa: fuerza cortante y momento flector.

Datos

$$F_{dis} := 8000 \text{ kgf}$$

$$L_{bas} := 170 \text{ mm}$$

El momento flector máximo está ubicado en el centro de la base de la prensa:

$$M := \frac{F_{\text{dis}} \cdot L_{\text{bas}}}{8}$$

$$M = 170000 \text{ kg}\cdot\text{mm}$$

En el centro de la base de la prensa se encuentra un agujero el cual sirve de guía al punzón de embutición, y representa un concentrador de esfuerzos.

Concentrador de esfuerzos (Fig. 2.22)

$$\phi := 28.22 \text{ mm}$$

$$h_{\text{bas}} := 28 \text{ mm}$$

$$b_{\text{bas}} := 200 \text{ mm}$$

$$\frac{\phi}{h_{\text{bas}}} = 1.008$$

$$\frac{\phi}{b_{\text{bas}}} = 0.141$$

$$K_{\text{ce}} := 2$$

El segundo momento de área de la base de la prensa tomando en cuenta el concentrador de esfuerzos es:

$$I := \frac{(b_{\text{bas}} - \phi) \cdot h_{\text{bas}}^3}{12}$$

$$I = 314242.88 \text{ mm}^4$$

C_{bas} , es la distancia desde la fibra neutra a la fibra más alejada de la sección transversal rectangular de la base de la prensa.

$$C_{\text{bas}} := \frac{h_{\text{bas}}}{2}$$

$$C_{\text{bas}} = 14 \text{ mm}$$

Para el cálculo del esfuerzo máximo de flexión aplicado a la base de la prensa ($\sigma_{f_{max}}$), es necesario determinar un esfuerzo normal teórico (σ_o) que considera el concentrador de esfuerzo provocado por el agujero central en la base usando la ecuación 2.19.

$$\sigma_o := \frac{M \cdot C_{bas}}{I}$$

$$\sigma_o = 7.574 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo máximo de flexión para una viga con agujero central y carga simétrica es:

$$\sigma_{f_{max}} := K_{ce} \cdot \sigma_o$$

$$\sigma_{f_{max}} = 15.148 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para elegir el acero de la base de la prensa, se multiplica el esfuerzo máximo de flexión ($\sigma_{f_{max}}$) por un factor de seguridad de referencia para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes (1.5), para determinar la resistencia a la fluencia del mismo.

$$S_y := 1.5 \cdot \sigma_{f_{max}}$$

$$S_y = 22.721 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Con este valor como referencia, se escoge un acero ASTM A36, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 25.31 Kg/mm².

Para este acero se obtiene el factor de seguridad calculado, dividiendo la resistencia a la fluencia (S_y) para el esfuerzo de flexión máximo ($\sigma_{f_{max}}$) calculado.

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{f_{max}}}$$

$$FS = 1.67$$

Como se observa, el factor de seguridad calculado (1.67) aplicado a la base de la prensa es mayor que el factor de seguridad de referencia (1.5), razón por la cual, es un diseño seguro.

Una simulación del comportamiento de la base de la prensa basado en la teoría de los elementos finitos mediante el software solidworks, presenta valores aproximados en cuanto al esfuerzo de flexión máximo así como también del factor de seguridad recomendado, y se muestra en la figura 3.26.

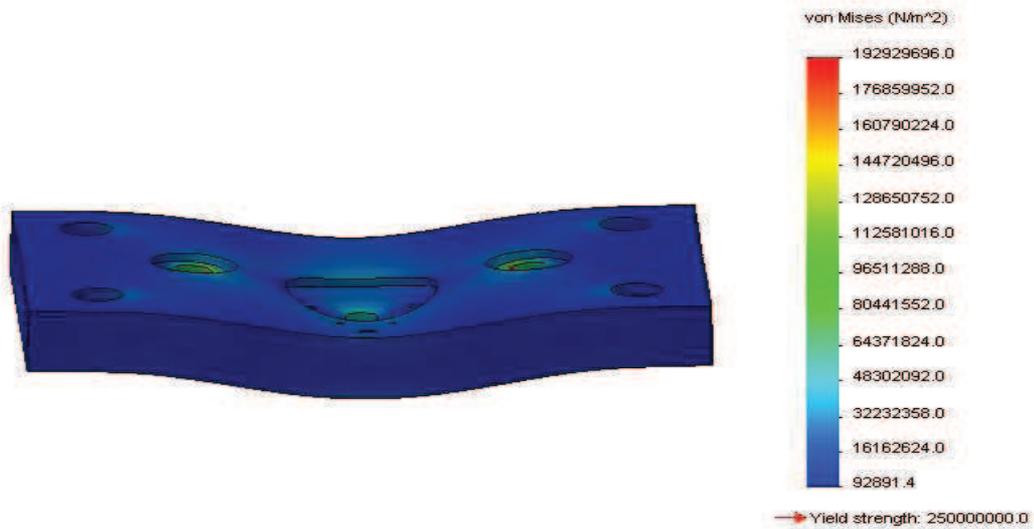


Figura 3.26 Simulación del Comportamiento de la Base de la Prensa.

El software calcula un valor del factor de seguridad de 1.29 y la comparación de factores de seguridad se muestra en la tabla 3.13, con su respectiva razón de variación (rv), la cual se determina de la siguiente manera:

$$rv := \frac{FS_{\text{calculado}}}{FS_{\text{referencia}}} = 1.11$$

FACTOR DE SEGURIDAD			
SOFTWARE	REFERENCIA	CALCULADO	RAZÓN DE VARIACIÓN
1.29	1.5	1.67	1.11

Tabla 3.13 Comparación de Factores de Seguridad en Base de la Prensa.

En la figura 3.27 se muestra la deflexión para la base de la prensa empotrada y con carga simétrica.

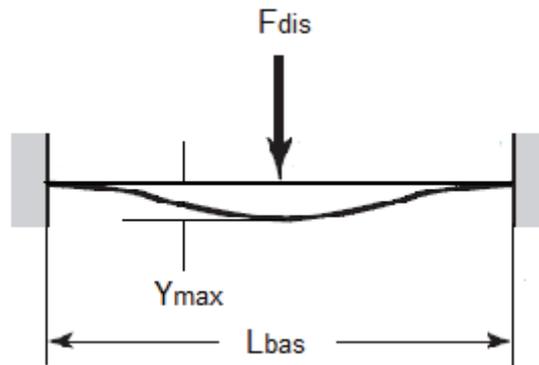


Figura 3.27 Deflexión Máxima en la Base de la Prensa.⁵³

El modulo de elasticidad para el acero es:

$$E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

La deflexión máxima en la base de la prensa aplicando la ecuación 2.14 es:

$$Y_{\max} := \frac{F_{\text{dis}} \cdot L_{\text{bas}}^3}{192 \cdot E \cdot I}$$

$$Y_{\max} = 0.03195 \text{ mm}$$

Para comparar la deflexión en la base de la prensa con valores recomendables para un equipo de precisión, se realiza el cálculo para una longitud de viga de 1mm.

$$Y_{\max} := \frac{0.032}{170} \text{ mm/mm long. viga}$$

$$Y_{\max} = 0.00019 \text{ mm/mm long. viga}$$

Precisión moderada Recomendación mín.	Deflexión calculada	Precisión moderada Recomendación máx.
0.00001 mm/mm long	0.00019 mm/mm long	0.0005 mm/mm long

Tabla 3.14 Comparación de Deflexiones de la Base de la Prensa.

⁵³ Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, pág. 999.

Como se observa en la tabla 3.14, la deflexión para la base de la prensa se encuentra dentro los límites recomendados para un equipo de precisión moderada.

En la base de la prensa existe una sección crítica justo en su centro, alrededor del agujero guía del punzón, en donde existe un alojamiento para el dado inferior el mismo que ejerce presión por acción del tornillo de potencia en la zona que se muestra en la figura 3.28.

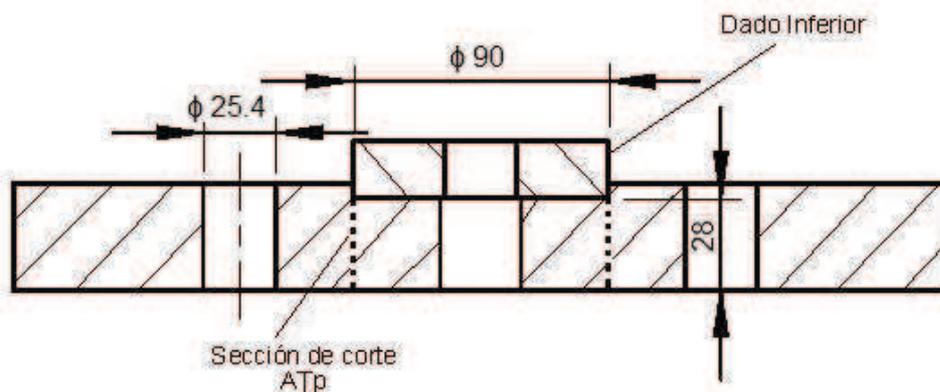


Figura 3.28 Sección Crítica de la Base de la Prensa.

Como se observa la fuerza que ejerce el dado inferior sobre la base de la prensa trata de cortar a la sección crítica de 28 mm de espesor de la base, provocando en esta un esfuerzo cortante puro (τ_p), que para su cálculo es necesario determinar el área de la sección de corte ($A_{\tau p}$) que es igual a la circunferencia del dado inferior por el espesor de la sección crítica.

$$A_{\tau p} := \pi \cdot \phi \cdot 28$$

$$A_{\tau p} = 7916.813 \text{ mm}^2$$

Una vez calculada el área de corte, se determina el esfuerzo cortante puro aplicando la ecuación 2.11.

$$\tau_p := \frac{F_{dis}}{A_{\tau p}}$$

$$\tau_p = 1.011 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo permisible por cortante (τ_{perm}) en la sección crítica de la base de la prensa, tomando en cuenta que la resistencia a la fluencia por cortante (S_{sy}) es 0.58 del valor de la resistencia a la fluencia del material (S_y) para el acero y el factor de seguridad calculado (1.67) es:

$$S_{sy} := 0.58 \cdot S_y$$
$$S_{sy} = 14.68 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$
$$\tau_{perm} := \frac{S_{sy}}{FS}$$
$$\tau_{perm} = 13.72 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Se observa que el esfuerzo cortante puro es menor que el esfuerzo permisible por cortante, por lo tanto la sección crítica de la base de la prensa es segura.

3.2.4.7. Diseño de las Columnas de la Estructura

Las columnas de la estructura, son los elementos verticales que soportan a la prensa de tornillo que sujeta a la lámina metálica.

Son cuatro elementos iguales y de sección transversal circular como se muestra en la figura 3.29 y soportan esfuerzos normales de tracción al momento de accionar el gato hidráulico para embutir las láminas ya que toda la prensa trata de separarse de la estructura y por lo tanto las columnas de la misma tienden a estirarse.

Las cuatro columnas de la estructura soportan únicamente la fuerza de embutición de diseño (P_{dis}) 6000 Kgf (6 ton) ejercidas por el gato hidráulico ya que esta, es totalmente independiente de la prensa de sujeción.

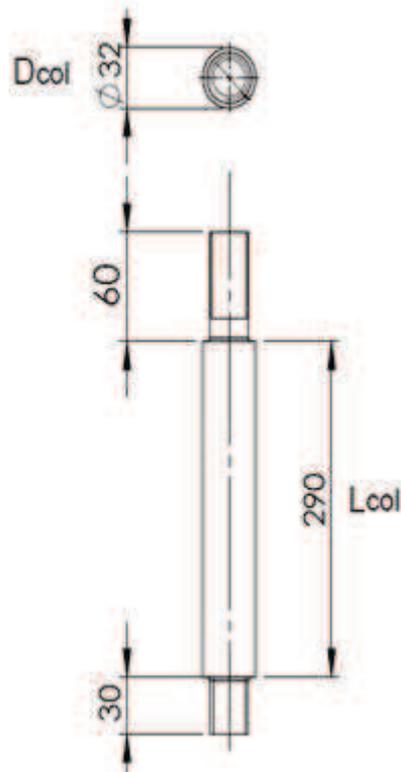


Figura 3.29 Geometría de las Columnas de la Estructura.

La fuerza de embutición de diseño, se encuentra en el centro de la base de la prensa, por lo tanto, se distribuye equitativamente hacia las cuatro columnas, esto hace que cada columna soporte 1500 Kgf (1.5 ton) y su reacción se observa en la figura 3.30.

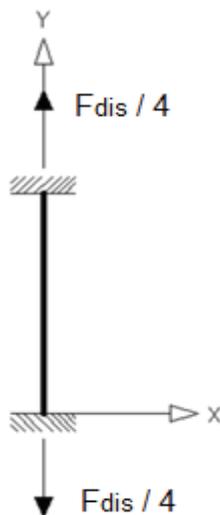


Figura 3.30 Diagrama de Cuerpo Libre de las Columnas de la Estructura.

Con respecto a la geometría de la columna de la estructura, existe una sección que es crítica debido a sus dimensiones como es el caso de los extremos, en donde existe una reducción en el diámetro de la sección roscada (1 pulg) con respecto al cuerpo de la columna (32 mm) como se muestra en la figura 3.31 y para el cálculo de este concentrador de esfuerzos, se utiliza el diámetro de raíz (d_r) de la sección roscada, por ser el valor más crítico.

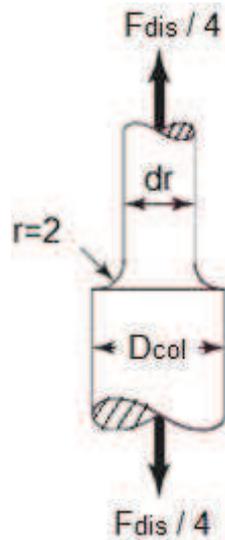


Figura 3.31 Sección Crítica de la Columna de la Estructura.

Para el cálculo del esfuerzo normal de tracción (σ_t), es necesario determinar un esfuerzo normal teórico (σ_o) que considera el concentrador de esfuerzo provocado por la reducción de la sección transversal circular en la columna con respecto a la carga aplicada ($F_{dis}/4$).

Datos

$$P_{dis} := 6000 \text{ kgf}$$

$$D_{col} := 32 \text{ mm}$$

$$\frac{P_{dis}}{4} = 1500 \text{ kgf}$$

$$L_{col} := 290 \text{ mm}$$

$$r := 2 \text{ mm}$$

$$d_r := 24 \text{ mm}$$

$$\sigma_0 := \frac{\frac{P_{dis}}{4}}{\frac{\pi \cdot dr^2}{4}}$$

$$\sigma_0 = 3.316 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El factor de concentración de esfuerzo normal (K_{ce}) se lo toma del gráfico que se encuentra en el Anexo E de acuerdo con las relaciones de diámetros y radios:

$$\frac{r}{dr} = 0.083$$

$$\frac{D_{col}}{dr} = 1.333$$

$$K_{ce} := 2$$

El esfuerzo normal de tracción (σ_t) está dado por:

$$\sigma_t := K_{ce} \cdot \sigma_0$$

$$\sigma_t = 6.631 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para elegir el acero de las columnas de la estructura, se multiplica el esfuerzo normal de tracción (σ_t) por un factor de seguridad de referencia (1.5), para determinar la resistencia a la fluencia del mismo.

$$S_y := 1.5 \cdot \sigma_t$$

$$S_y = 9.947 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Con este valor como referencia, se escoge un acero ASTM A36, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 25.31 Kg/mm².

Para este acero se obtiene el factor de seguridad calculado, dividiendo la resistencia a la fluencia (S_y) para el esfuerzo normal de tracción (σ_t) calculado.

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_t}$$

$$FS = 3.8$$

Como se observa, el factor de seguridad calculado (3.8) aplicado a las columnas de la estructura es mayor que el factor de seguridad de referencia (1.5), razón por la cual, es un diseño seguro.

Una simulación del comportamiento de las columnas de la estructura basado en la teoría de los elementos finitos mediante el software solidworks, presenta valores para el esfuerzo normal de tracción y factor de seguridad, bastante aproximados con los calculados, dicha simulación se muestra en la figura 3.32.

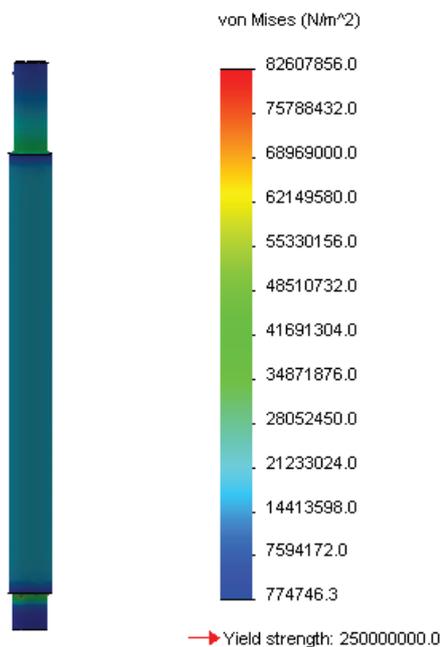


Figura 3.32 Simulación del Comportamiento de las Columnas de la Estructura.

El software calcula un valor del factor de seguridad de 3.01 y la comparación de factores de seguridad se muestra en la tabla 3.15, con su respectiva razón de variación (r_v), la cual se determina de la siguiente manera:

$$rv := \frac{FS_{\text{calculado}}}{FS_{\text{referencia}}} = 2.53$$

FACTOR DE SEGURIDAD			
SOFTWARE	REFERENCIA	CALCULADO	RAZÓN DE VARIACIÓN
3.01	1.5	3.8	2.53

Tabla 3.15 Comparación de Factores de Seguridad en Columnas de Prensa.

En la tabla 3.15 se puede observar que existe una gran variación en la comparación de factores de seguridad y en un principio se puede pensar que el elemento se encuentra sobredimensionado, pero debido a la deflexión, no es posible reducir sus dimensiones.

El modulo de elasticidad para el acero es:

$$E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

La deflexión máxima (extensión) en las columnas de la estructura aplicando la ecuación 2.15 es:

$$\delta_{\max} := \frac{\left(\frac{P_{\text{dis}}}{4}\right) \cdot L_{\text{col}}}{\frac{\pi \cdot dr^2}{4} \cdot E}$$

$$\delta_{\max} = 0.047 \text{ mm}$$

La comparación de la deflexión (extensión) en las columnas de la estructura con los valores recomendables para un equipo de precisión se muestra en la tabla 3.16.

Deflexión calculada	Recomendación máxima
0.047 mm	0.05 mm

Tabla 3.16 Comparación de Deflexiones en Columnas de la Prensa.

Como se observa en la tabla 3.16 la deflexión calculada (extensión) para las columnas de la estructura no supera el límite recomendado para un equipo de alta precisión, cuyo valor es la apreciación de la medición del índice Erichsen.

3.2.4.8. Diseño del Punzón de Embutición

El punzón de embutición, es el elemento con cabeza esférica como se muestra en la figura 3.33, se encarga de embutir la lámina metálica y es accionado por el gato hidráulico.

Es fabricado de un eje cilíndrico de acero Bohler K100, ya que se requiere una dureza de 62 HRC por exigencia de la norma ASTM E643-09, y este material alcanza esta dureza cuando se le somete a un tratamiento térmico que consiste en un templado a 850°C, a parte que este acero es especialmente empleado en la construcción de matrices y punzones.

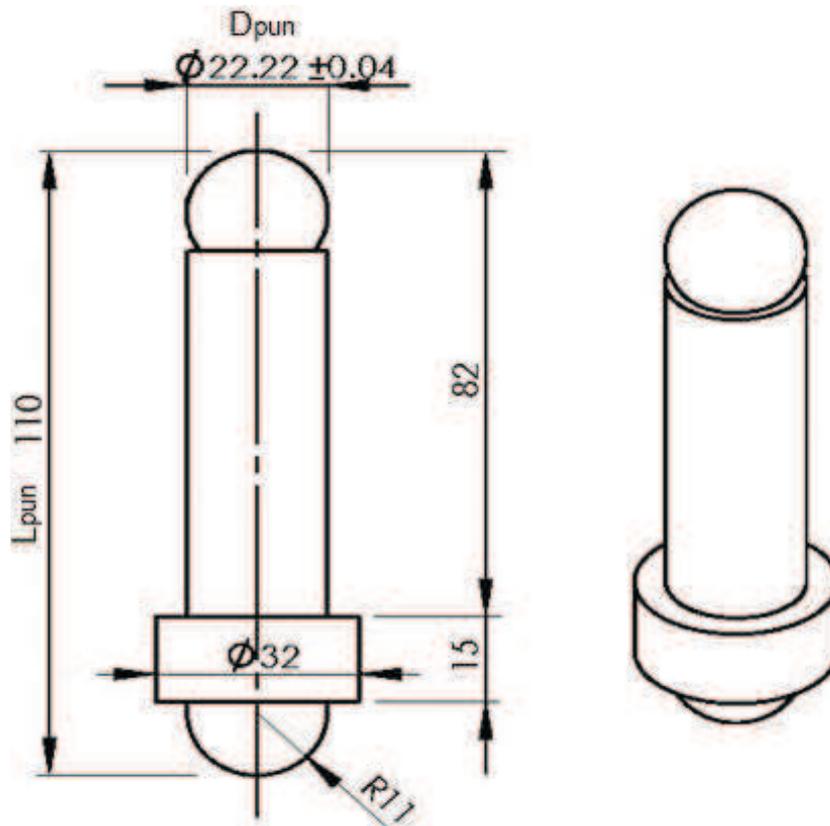


Figura 3.33 Geometría del Punzón de Embutición.

El punzón de embutición al ser accionado por el gato hidráulico contra la lámina metálica, tiende a comprimirse axialmente por lo cual se encuentra sometido a un esfuerzo normal de compresión (σ_c).

Datos

$$D_{\text{pun}} := 22.22 \text{ mm}$$

Acero Bohler K100 T 850°C

$$L_{\text{pun}} := 110 \text{ mm}$$

$$S_y := 67.19 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$P_{\text{dis}} := 6000 \text{ kgf}$$

El área de sección transversal del punzón de embutición es:

$$A_{\text{St}} := \pi \cdot \frac{D_{\text{pun}}^2}{4}$$

$$A_{\text{St}} = 387.773 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo normal de compresión (σ_c) se lo determina usando la ecuación 2.9.

$$\sigma_c := \frac{P_{\text{dis}}}{A_{\text{St}}}$$

$$\sigma_c = 15.473 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para el acero del punzón de embutición, se multiplica el esfuerzo normal de compresión (σ_c) por un factor de seguridad de referencia (1.5), para determinar la resistencia a la fluencia del mismo.

$$S_y := 1.5 \cdot \sigma_c$$

$$S_y = 23.209 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para este acero, se determina el factor de seguridad calculado dividiendo la resistencia a la fluencia (S_y) para el esfuerzo normal de compresión (σ_c) calculado.

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_c}$$

$$FS = 4.342$$

Una simulación del comportamiento del punzón de embutición basado en la teoría de los elementos finitos mediante el software solidworks, presenta valores para el esfuerzo normal de compresión y factor de seguridad, bastante aproximados con los calculados, dicha simulación se muestra en la figura 3.34.

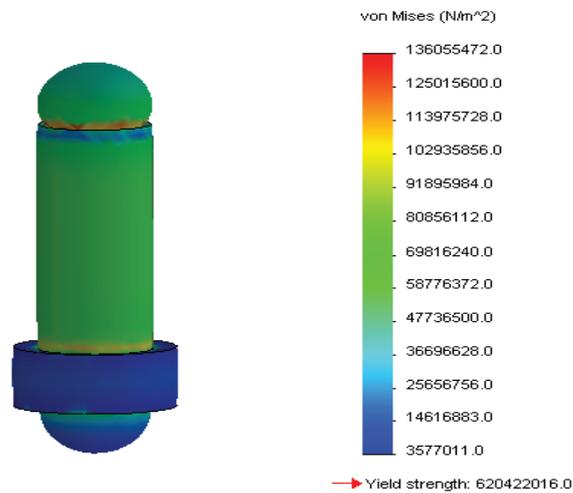


Figura 3.34 Simulación del Comportamiento del Punzón de Embutición.

El software calcula un valor del factor de seguridad de 4.42 y la comparación de factores de seguridad se muestra en la tabla 3.17, con su respectiva razón de variación (rv), la cual se determina de la siguiente manera:

$$rv := \frac{FS_{\text{calculado}}}{FS_{\text{referencia}}} = 2.89$$

FACTOR DE SEGURIDAD			
SOFTWARE	REFERENCIA	CALCULADO	RAZÓN DE VARIACIÓN
4.42	1.5	4.342	2.89

Tabla 3.17 Comparación de Factores de Seguridad en Punzón de Embutición.

En la tabla 3.17 se puede observar que existe una gran variación en la comparación de factores de seguridad y en un principio se puede pensar que el elemento se encuentra sobredimensionado, pero debido a motivos constructivos, no es posible reducir sus dimensiones.

El punzón de embutición, al ser un elemento vertical cargado axialmente, se verifica que no falle debido a pandeo, por lo cual se realiza el siguiente análisis para poder determinar la máxima carga axial que resista sin que se pandee.

El segundo momento de área para una sección transversal circular es:

$$I := \pi \cdot \frac{D_{\text{pun}}^4}{64}$$

$$I = 11965.921 \text{ mm}^4$$

Así como el área de la sección transversal circular:

$$A_{\text{st}} := \pi \cdot \frac{D_{\text{pun}}^2}{4}$$

$$A_{\text{st}} = 387.773 \text{ mm}^2$$

El radio de giro de pandeo del punzón de embutición es:

$$r_c := \sqrt{\frac{I}{A_{\text{st}}}}$$

$$r_c = 5.555 \text{ mm}$$

En la parte inferior del punzón se emplea al igual que en la cabeza una sección esférica, con el fin de producir una articulación la cual ayuda a guiar al punzón al momento de deslizarse por la base de la prensa que a su vez trabaja como placa guía.

Al ser ambos extremos articulados, el valor de la constante de esbeltez para columnas cargadas axialmente (k) de la figura 2.21 es:

$$k := 1$$

Para determinar si existe pandeo debido a la carga axial aplicada al punzón de embutición, es necesario antes determinar los valores tanto de la relación de esbeltez del punzón (E_{pun}), como de la relación de esbeltez crítica del elemento con relación al material con el cual es fabricado (E_{cr}).

$$E_{pun} := \frac{k \cdot L_{pun}}{rc} \qquad E_{cr} := \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{S_y}}$$

$$E_{pun} = 19.802 \qquad E_{cr} = 77.395$$

Se observa que la relación de esbeltez del punzón de embutición es menor que la relación de esbeltez crítica; por lo tanto para determinar el esfuerzo de compresión permisible por el punzón se debe aplicar la ecuación 2.17.

$$\sigma_{permp} := \frac{S_y \cdot \left(1 - \frac{E_{pun}^2}{2 \cdot E_{cr}^2} \right)}{\left[\left(\frac{5}{3} \right) + \left[\left(\frac{3}{8} \right) \cdot \frac{E_{pun}}{E_{cr}} \right] - \left(\frac{E_{pun}^3}{8 \cdot E_{cr}^3} \right) \right]}$$

$$\sigma_{permp} = 36.916 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Al esfuerzo de compresión permisible, se lo multiplica por el área de la sección transversal circular, y se obtiene la carga axial de compresión permisible en el punzón de embutición.

$$F_{permp} := \sigma_{permp} \cdot A_{st}$$

$$F_{permp} = 14314.916 \text{ Kgf}$$

Se observa que la carga axial de compresión permisible en el punzón de embutición es aproximadamente 14 toneladas, mientras que la fuerza de embutición de diseño del equipo es 6 toneladas, con lo cual se comprueba que el punzón no fallará debido a pandeo.

Para determinar la presión ejercida por la superficie esférica del punzón de embutición contra la lámina metálica de prueba, se asumió utilizando un criterio conservador, que dicha lámina no sufre deformación plástica alguna, con el fin de satisfacer todas las hipótesis en las cuales se basa la teoría de la mecánica de contacto (Hertz).

Se considera que la lámina está ligeramente embutida, con lo cual se adapta perfectamente al caso del contacto de una esfera convexa presionada dentro de una esfera cóncava de radios r_1 y r_2 respectivamente como se muestra en la figura 3.35.

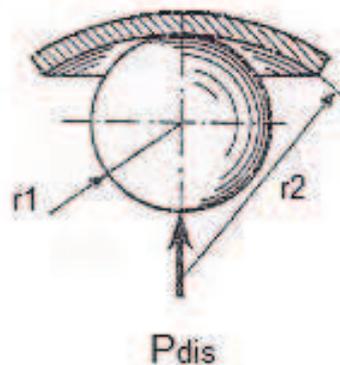


Figura 3.35 Esfera Cóncava Contra Esfera Convexa.⁵⁴

Datos

$$r_1 := 11.11 \text{ mm}$$

$$P_{dis} := 6000 \text{ kgf}$$

$$r_2 := 15 \text{ mm}$$

$$E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

⁵⁴ Fuente: Poradnik Tloczarza, Edward Markiewicz, pág. 61.

El coeficiente de curvatura de las esferas en contacto (K_C), se determina usando la ecuación 2.30.

$$K_C := \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_2}$$

$$K_C = 0.047$$

Para el cálculo de la proyección del diámetro del círculo de contacto de las esferas, se usa la ecuación 2.28.

$$d_O := 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{dis}}{E \cdot K_C}}$$

$$d_O = 5.172 \text{ mm}$$

Con el empleo de la ecuación 2.29, se determina la presión ejercida por las esferas en contacto (p_H).

$$p_H := \frac{4 \cdot P_{dis}}{\pi \cdot d_O^2}$$

$$p_H = 285.556 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El momento en el que el punzón de embutición recibió el temple a 850 °C para alcanzar la dureza superficial requerida, la resistencia del material al contacto (p_{Ht}) alcanzó un valor de 205 Kg/mm². Cabe resaltar que este valor es para el cuerpo del punzón (acero K100), en el caso de la cabeza esférica al estar fabricada de un acero de mejores propiedades (acero al cromo), presenta mejores características en cuanto a la resistencia al contacto.

La presión máxima permisible para el contacto de esferas (p_{Hmax}), se determina aplicando la ecuación 2.31.

$$p_{Hmax} := 1.5 \cdot p_{Ht}$$

$$p_{Hmax} = 307.5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Se observa que la presión ejercida por las esferas en contacto es menor que la presión máxima permisible para el contacto de esferas convexa y cóncava, razón por la cual, la cabeza esférica del punzón de embutición no sufrirá ninguna clase de deformación plástica.

El mismo análisis de contacto de esfera convexa con esfera cóncava, se realiza en la región inferior del punzón de embutición contra el embolo del gato hidráulico, ya que su superficie fue maquinada en forma de esfera con el objetivo de formar una articulación que ayude a guiar al punzón.

Datos

$$r1 := 11 \text{ mm}$$

$$P_{dis} := 6000 \text{ kgf}$$

$$r2 := 12 \text{ mm}$$

$$E := 20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El coeficiente de curvatura de las esferas en contacto (K_C), usando la ecuación 2.30 es:

$$K_C := \frac{1}{r1} + \frac{1}{r1} - \frac{1}{r2} - \frac{1}{r2}$$

$$K_C = 0.015$$

La proyección del diámetro del círculo de contacto de las esferas, usando la ecuación 2.28 es.

$$d_o := 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{dis}}{E \cdot K_C}}$$

$$d_o = 7.526 \text{ mm}$$

La presión ejercida por las esferas en contacto (p_H), usando la ecuación 2.29 es:

$$p_H := \frac{4 \cdot P_{dis}}{\pi \cdot d_o^2}$$
$$p_H = 134.859 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Cuyo valor es menor que la presión máxima permisible para el contacto de esferas convexa y cóncava, razón por la cual, la región esférica inferior del punzón de embutición tampoco sufrirá ninguna clase de deformación plástica.

3.2.4.9. Diseño de Resortes de Extensión

El retorno del émbolo del gato hidráulico es realizado por la acción de dos resortes de extensión que se sujetan a una placa que se encuentra introducida entre el pistón y el tornillo de extensión del gato como se muestra en la figura 3.36.

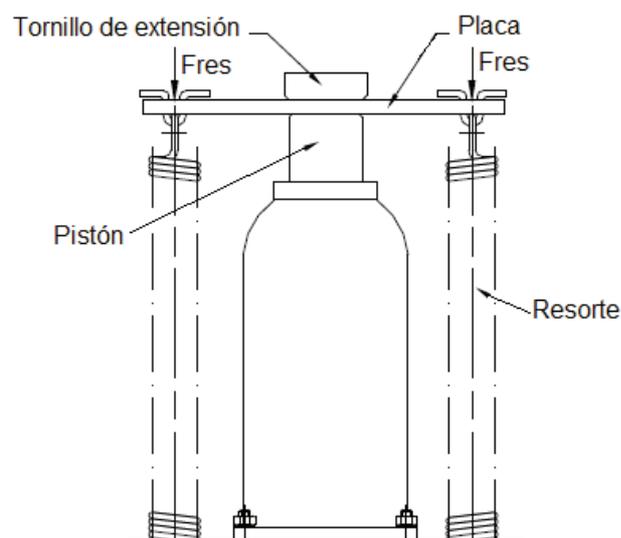


Figura 3.36 Sistema de Retorno del Embolo.

La fuerza necesaria para que el pistón del gato hidráulico retorne se lo obtiene de forma empírica (60 Kgf), y como el sistema de retorno consta de dos resortes esta fuerza se la divide para dos (30 Kgf).

El material más utilizado en el mercado para fabricar resortes es el acero templado, cuyo esfuerzo de trabajo permisible (σ_{perm}) es 60 Kg/mm², y su módulo de elasticidad transversal (G_r) es 8000 Kg/mm².

Datos

$$F_{res} := 30 \text{ Kgf}$$

$$R_{res} := 8.5 \text{ mm}$$

$$d_{res} := 3 \text{ mm}$$

$$\sigma_{perm} := 60 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$L_{res} := 80 \text{ mm}$$

$$D_{res} := 17 \text{ mm}$$

$$G_r := 8000 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo de flexión del resorte de extensión ($\sigma_{f_{res}}$), que se produce por la acción de la fuerza, se lo determina al despejar la ecuación 2.32.

$$\sigma_{f_{res}} := \frac{F_{res} \cdot 16 \cdot R_{res}}{\pi \cdot d_{res}^3}$$

$$\sigma_{f_{res}} = 48.1 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Como se observa, el esfuerzo de flexión del resorte de extensión ($\sigma_{f_{res}}$), es menor que el esfuerzo de trabajo permisible (σ_{perm}) para el acero templado, lo cual indica que el resorte no fallará en su acción de retorno.

Para determinar el número de espiras del resorte de extensión (n_{res}), se establece una relación entre la longitud inicial del resorte (L_{res}) y el diámetro del alambre del resorte (d_{res}).

$$n_{\text{res}} := \frac{L_{\text{res}}}{d_{\text{res}}}$$

$$n_{\text{res}} = 26.667 \sim 27$$

Para determinar la deflexión máxima que el resorte debe tener, se aplica la ecuación 2.33.

$$\delta_{\text{max}} := \frac{64 \cdot n_{\text{res}} \cdot F_{\text{res}} \cdot R_{\text{res}}^3}{G_r \cdot d_{\text{res}}^4}$$

$$\delta_{\text{max}} = 48.523 \quad \text{mm}$$

Se observa que la máxima deflexión que el resorte puede tener es aproximadamente 48 mm, mientras que la longitud máxima que se desplaza el punzón de embutición es 30 mm, razón por la cual, el rango de desplazamiento del pistón se encuentra dentro del límite de deflexión del resorte, esto nos da la seguridad que este no fallará ni sufrirá ninguna clase de deformación.

CAPÍTULO 4

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y MANTENIMIENTO

4.1. CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN

4.1.1. LISTA DE MATERIALES Y EQUIPOS

Una vez concluido el diseño del equipo, la siguiente etapa del desarrollo del proyecto es la adquisición de materiales, herramientas y accesorios necesarios para representar físicamente lo diseñado.

La lista de materiales y equipos, se la expresa en dos partes, la primera abarca los componentes no maquinados como se muestra en la tabla 4.1 y la segunda comprende los materiales maquinados como se muestra en la tabla 4.2, los cuales se expresan en detalle en los planos técnicos que se encuentran en el Anexo F.

#	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MARCA
1	Torquímetro 20-50 lb-pie mando 3/4"	1	Stanley
2	Rodamiento carga axial 51204 (8ton)	1	NTN
3	Cámara de video resolución 380 líneas	1	CMOS
4	Gato hidráulico 6 toneladas	1	Mintcraft
5	Manómetro 0-10000 PSI	1	WIKA
6	Pie de rey (apreciación 0.05 mm)	1	Stanley
7	Tuercas 1"	8	Estándar
8	Arandelas de presión 1"	8	Estándar
9	Pernos M8 X 60 ALLEN	6	Estándar
10	Tornillo M5 X 50	2	Estándar
11	Arandela plana M5	2	Estándar
12	Perno M5 X 20	3	Estándar
13	Tornillo M5 prisioneros	4	Estándar

Tabla 4.1 Materiales No Maquinados.

#	DESCRIPCIÓN	CANT	USO
1	Plancha de acero ASTM A36 (330x200x38)	1	Base Prensa
2	Barra cilíndrica de acero ASTM A36 (Φ 35x320)	2	Columnas Prensa
3	Barra cilíndrica de acero Bohler K100 (Φ 90x20)	1	Dado Inferior
4	Barra cilíndrica de acero Bohler K100 (Φ 90x30)	2	Dado Superior
5	Barra cilíndrica de acero ASTM A36 (Φ 100x60)	1	Porta Dado Sup.
6	Plancha de acero Bohler 760 (230x110x31)	1	Carro Prensa
7	Plancha de acero ASTM A36 (75x30x31)	2	Vinchas sujeción
8	Plancha de acero Bohler 760 (250x60x38)	1	Viga Principal
9	Barra cilíndrica de acero Bohler 705 (Φ 32x160)	1	Tornillo de Potencia
10	Barra cilíndrica de acero ASTM A36 (Φ 32x400)	4	Columnas Estructura
11	Plancha de acero ASTM A36 (330x200x31)	1	Base Estructura
12	Barra cilíndrica de acero Bohler K100 (Φ 32x100)	1	Punzón Embutición

Tabla 4.2 Materiales Maquinados.

Para su funcionamiento, el equipo para pruebas de embutición tipo Erichsen se divide en tres sistemas:

- A) Sistema hidráulico de embutición.
- B) Sistema mecánico de sujeción.
- C) Estructura complementaria.

Dentro del “Sistema hidráulico de embutición” se incluye: gato hidráulico, manómetro de medición de presión, punzón de embutición.

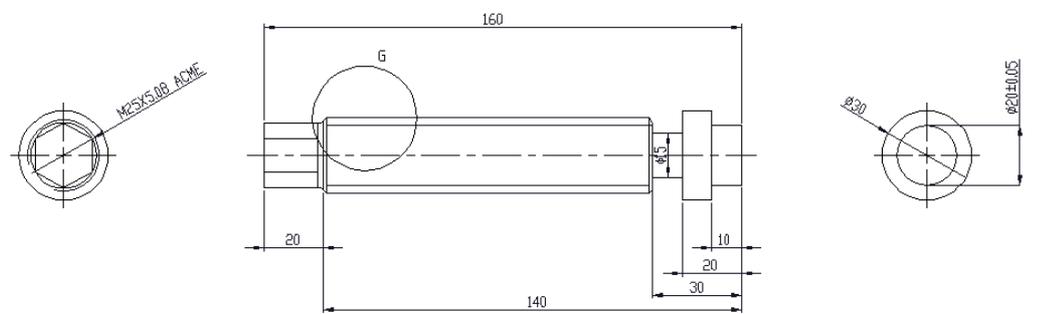
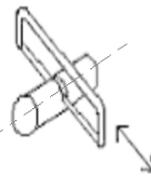
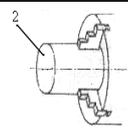
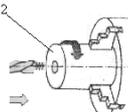
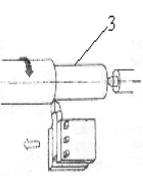
El “Sistema mecánico de sujeción” incluye: tornillo de potencia, viga principal, columnas de la prensa, carro de la prensa, porta dado superior, dado superior e inferior, base de la prensa.

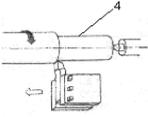
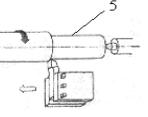
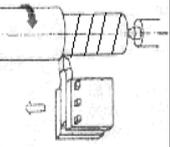
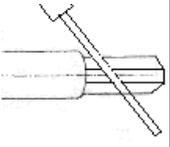
La “Estructura complementaria” incluye: columnas de la estructura y base de la estructura.

Los elementos de los dos últimos sistemas, incluido el punzón de embutición requieren un proceso de manufactura para su construcción, para lo cual se detallan a continuación las hojas de procesos respectivas de cada elemento.

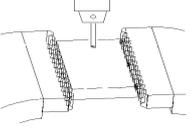
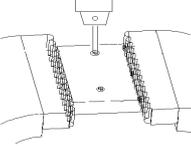
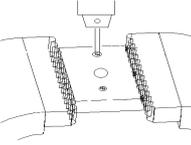
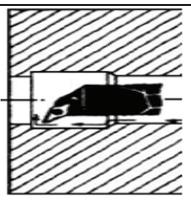
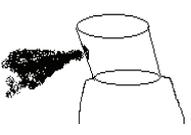
4.1.2. HOJAS DE PROCESOS

Se detallan las hojas de procesos del tornillo de potencia y la viga principal, para los demás elementos del equipo se encuentran en el Anexo G.

1		Hoja de proceso		Cant.: 1		FCDC-TM 20		Tornillo de Potencia	
				Escala		Material		Dimensiones en bruto	
1:2		Barra circular de acero Bohler 705		diámetro=1" largo= 160 mm					
N 8									
									
Fase	Subfase	Operación	Designación	Croquis de la pieza	Útil	Control	n rpm	p mm	tiempo min.
Manual	1	11	Trazar circunferencia de corte en la barra.		Sierra manual	Pie de rey			5
		12	Cortar eje de L=160						
Torno	2	21	Montar el eje en el mandril de tres muelas.		Torno mandril de 3 muelas	Pie de rey	540		10
		22	Refrentar caras.						
3	3	31	Marcar centros		Broca de centros		370		5
Torno	4	41	Extraer el eje, sujetar con el contrapunto y cilindrar sup.3 Φ = 20 L = 10		Cuchillas ¼ HSS.	Pie de rey	370	2	5

T o r n o 4	42	Cilindrar sup. 4 $\Phi = 32$ L = 10		Cuchillas $\frac{1}{4}$ HSS.	Pie de rey	370	0,2	5
	43	Cilindrar sup. 5 $\Phi = 15$ L = 10		Cuchillas $\frac{1}{4}$ HSS.	Pie de rey	370	2	5
T o r n o 5	51	Tornear Rosca $\Phi = 1'' - 5$ ACME		Torno mandril 3 muelas Cuchillas $\frac{1}{4}$ HSS	Pie de rey	540	1.1	60
	52	Revisar medidas						2
L i m a 6	61	Limar mando $\frac{3}{4}''$		Lima	Pie de rey			10
	62	Inspección						3
Tiempo acumulado								110

2		Hoja de proceso			Cant: 1				
					FCDC-TM 17				
Escala		Material		Dimensiones en bruto			Viga Principal		
1:2		Plancha de acero Bohler 760		L=250 a= 60 e=38					
Fase	Subfase	Operación	Designación	Croquis de la pieza	Útil	Control	n rpm	p mm	tiempo min.
Plasma	1	11	Trazar el rectángulo de corte en la plancha de acero.		plasma	Flexómetro			5
		12	Cortar un rectángulo de 250 x 60 mm.			Pie de rey			
Rectificar	2	21	Rectificar superficies laterales de la pieza		muela	Flexómetro Pie de rey	720	2	20
Taladro	3	31	Fijar pieza en la mesa del taladro de banco.		Mordazas				2

T a l a d r o	3	32	Taladrar 2 agujeros pasantes $\Phi = 24$		Taladro Broca	Pie de rey	272	2	6	
		33	Taladrar 2 agujeros $\Phi = 35$ hasta profundidad de 5 mm		Taladro Broca	Pie de rey	272	2	6	
		34	Taladrar agujero de 1" en el centro de la pieza		Taladro Broca	Pie de rey	272	2	6	
T o r n o	4	41	Tornear internamente rosca $\Phi = 1" - 5$ ACME		Cuchillas $\frac{1}{4}$ HSS.	Pie de rey	370	1.1	30	
		42	Revisar medidas						5	
P i n t u r a	5	51	Pintar		Pintura Soplete				10	
		52	Inspección						3	
									Tiempo acumulado	93

4.2. INSTRUCCIONES DE MONTAJE

Una vez contruidos todos los elementos del equipo de acuerdo con los planos técnicos y sus respectivas hojas de procesos, se realiza el montaje del mismo, primero identificando los elementos que requieren mayor atención basados en el objetivo del proyecto que es la embutición de la lámina, para lo cual se debe ensamblar en el siguiente orden:

- 1) Sistema Hidráulico de Embutición (A).
- 2) Sistema Mecánico de Sujeción (B).
- 3) Estructura Complementaria (C).

Cada componente del equipo debe instalarse en una posición específica respecto de los otros elementos para lograr su funcionamiento adecuado.

4.2.1. MONTAJE DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS TIPO ERICHSEN

Para realizar el montaje del equipo, se debe ensamblar cada sistema conforme a su orden de importancia así:

4.2.1.1. Sistema Hidráulico de Embutición

Al tener instalado el manómetro de presión en el gato hidráulico, se procede a colocar los resortes de retorno del émbolo como se observó anteriormente en la figura 3.36 y el punzón de embutición el cual posee un limitador de carrera para establecer un punto máximo de desplazamiento.

El proceso de ensamble se muestra en la figura 4.1.

DIAGRAMA DE ENSAMBLE DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE EMBUTICIÓN

Diagramado por: Francisco Cabrera
Darío Cisneros

Fecha de Diagrama: 2012-04-02

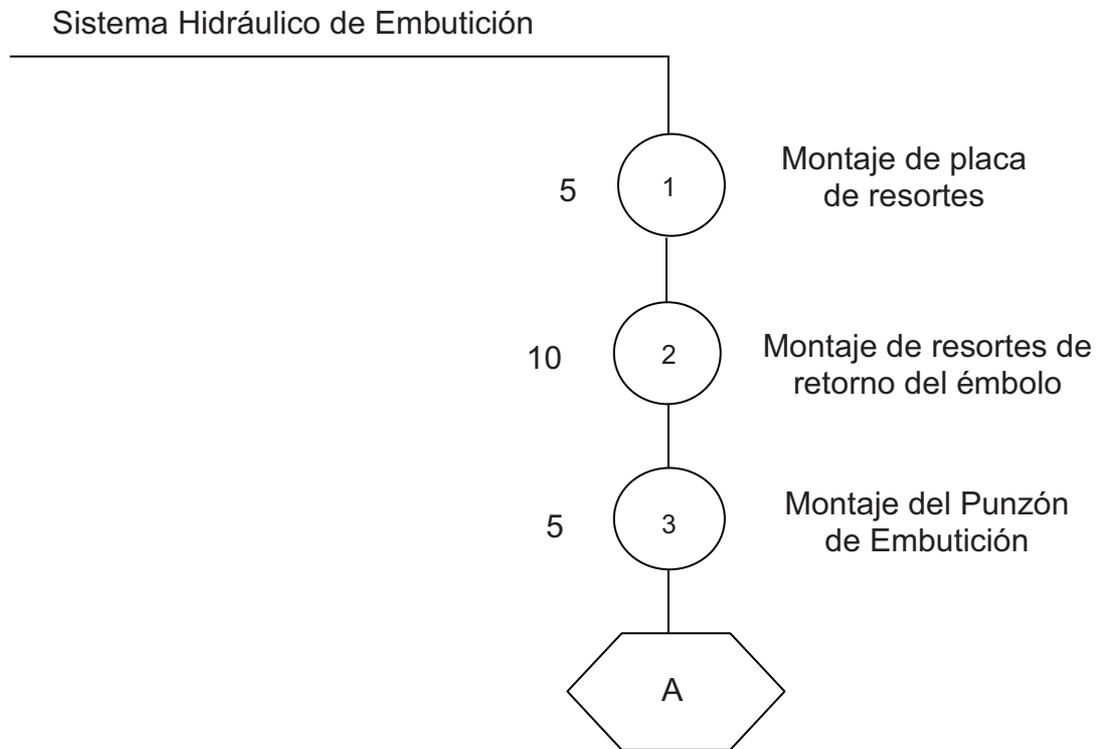


Figura 4.1 Diagrama de Ensamble del Sistema Hidráulico de Embutición.

El sistema hidráulico de embutición ensamblado se muestra en la figura 4.2.

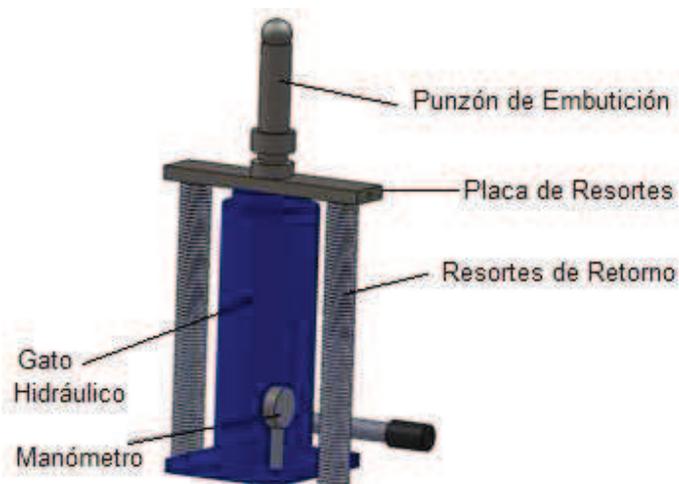


Figura 4.2 Sistema Hidráulico de Embutición.

4.2.1.2. Sistema Mecánico de Sujeción

Para el montaje del sistema mecánico de sujeción, se procede a ensamblar todos sus elementos en el orden que se muestra en la figura 4.3.

DIAGRAMA DE ENSAMBLE DEL SISTEMA MECÁNICO DE SUJECIÓN

Diagramado por: Francisco Cabrera
Darío Cisneros

Fecha de Diagrama: 2012-04-02

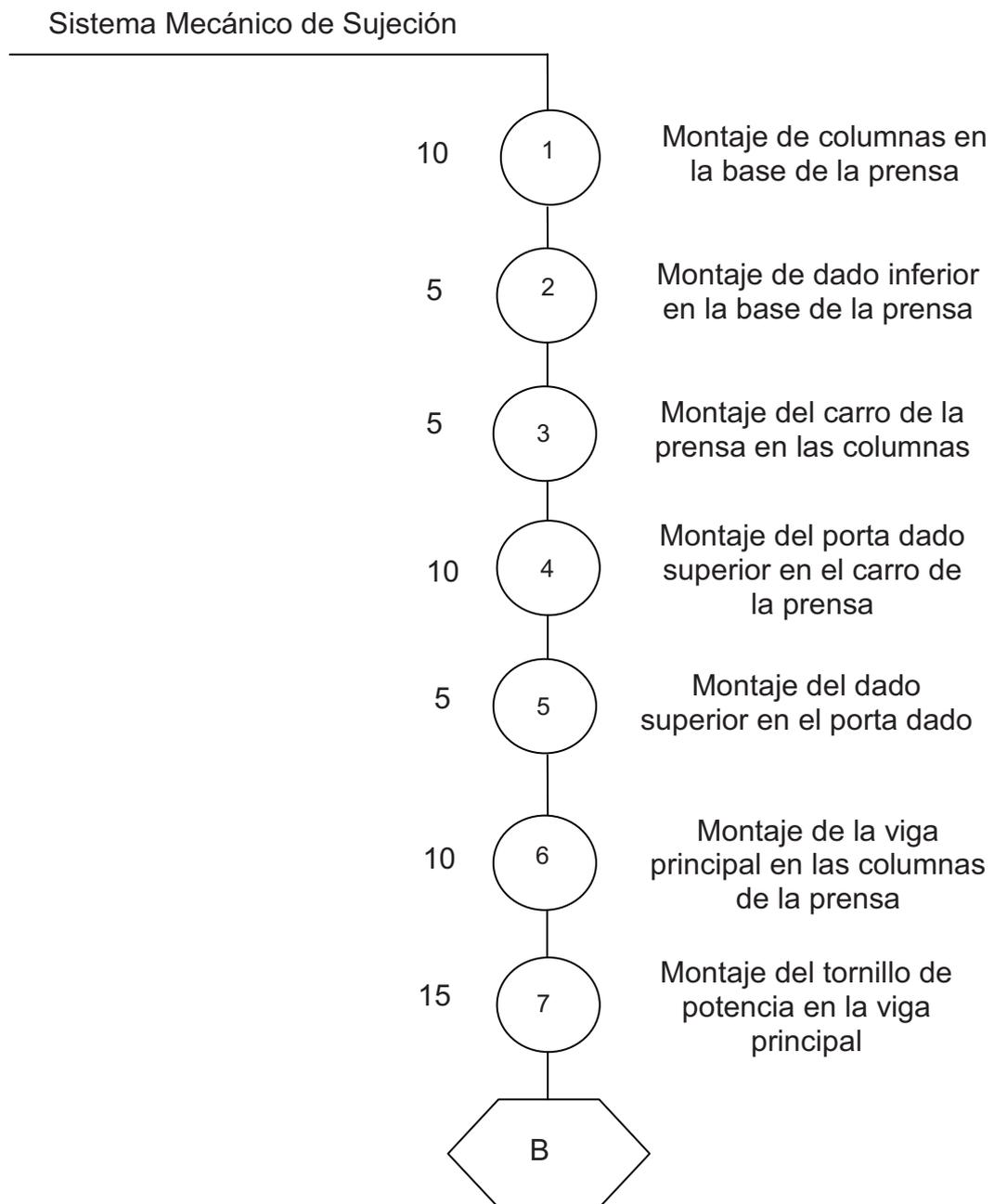


Figura 4.3 Diagrama de Ensamble del Sistema Mecánico de Sujeción.

El sistema mecánico de sujeción ensamblado se muestra en la figura 4.4.

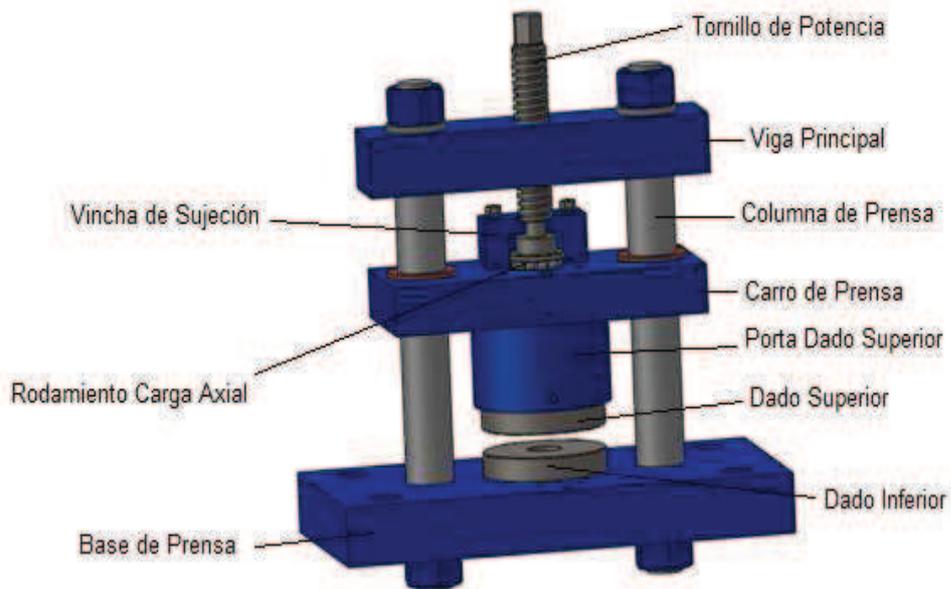


Figura 4.4 Sistema Mecánico de Sujeción.

4.2.1.3. Estructura Complementaria

En la estructura complementaria se ensambla las columnas de la estructura con su respectiva base y su proceso se observa en la figura 4.5.

DIAGRAMA DE ENSAMBLE DE ESTRUCTURA COMPLEMENTARIA

Diagramado por: Francisco Cabrera
Darío Cisneros

Fecha de Diagrama: 2012-04-02

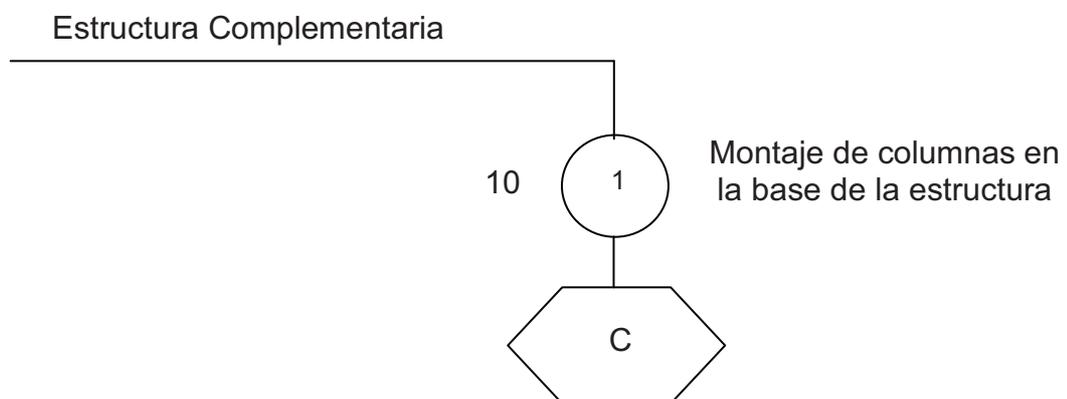


Figura 4.5 Diagrama de Ensamble de la Estructura Complementaria.

La estructura complementaria ensamblada se muestra en la figura 4.6.

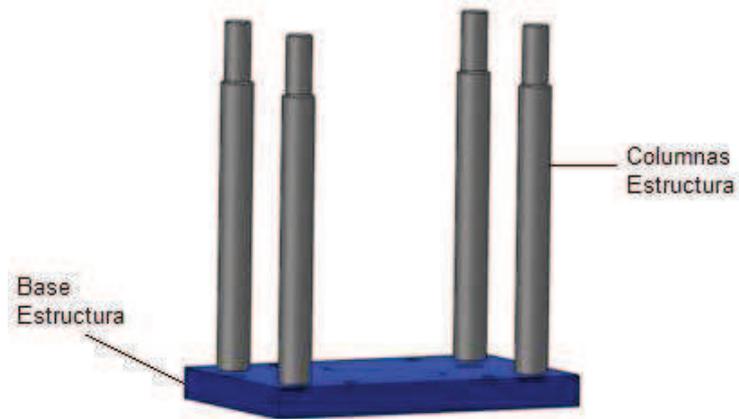


Figura 4.6 Estructura Complementaria.

La unión de los tres sistemas correctamente ensamblados, forman el equipo Erichsen como se observa en la figura 4.7.

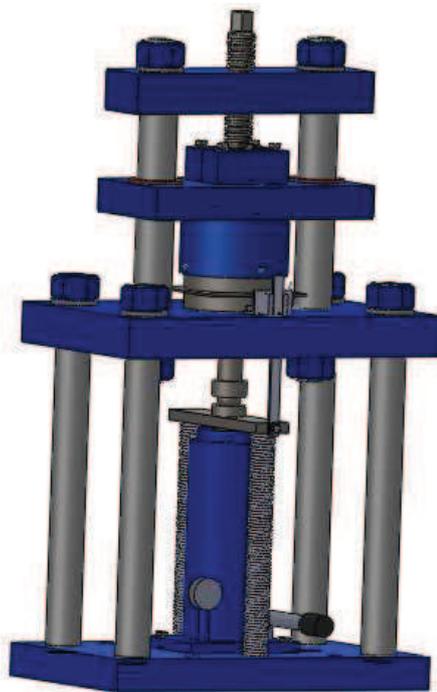


Figura 4.7 Equipo Erichsen Ensamblado.

El montaje del equipo y listo para realizar los ensayos se muestra en la figura 4.8.



Figura 4.8 Equipo para Pruebas de Embutición de Láminas Metálicas Tipo Erichsen.

Como se observa, el equipo cuenta con una cámara de video debidamente ubicada, para apreciar el comportamiento del material durante todo el ensayo.

4.3. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Para el correcto funcionamiento del equipo, tomando en cuenta medidas de seguridad y mantenimiento de cada una de las partes que conforman el equipo Erichsen, fue necesario realizar un manual de operación y mantenimiento, el cual representa una guía de la forma de operar el equipo con el fin de efectuar ensayos seguros con el mínimo margen de errores.

Dicho manual de operación y mantenimiento se encuentra en el Anexo H.

CAPÍTULO 5

ESTUDIO DE LÁMINAS METÁLICAS UTILIZADAS EN LA INDUSTRIA METALMECÁNICA Y ANÁLISIS DE PRUEBAS.

5.1. PRECEDENTES

Para la realización de las pruebas respectivas de láminas metálicas en el equipo de embutición tipo Erichsen construido, se generó la necesidad de realizar visitas técnicas a tres diferentes fábricas nacionales pertenecientes a la industria metalmeccánica, con el fin de determinar el grado de embutibilidad en la materia prima utilizada por dichas empresas en la fabricación de diferentes productos mediante procesos de embutición.

5.2. VISITAS TÉCNICAS

5.2.1. FÁBRICA DE MUNICIONES SANTA BÁRBARA “FMSB”

Esta fábrica elabora municiones, armas y utillaje militar mediante procesos de embutición, tales como: platos, jarros, cubiertos, etc.

UBICACIÓN:

Planta industrial, ubicada en Avenida General Rumiñahui 3976 y calle Ambato. Junto a la ESPE, Sangolquí - Ecuador.

PRODUCTO:

Platos (vajilla militar), que se muestra en la figura 5.1.



Figura 5.1 Vajilla Militar “FMSB”.

DESCRIPCIÓN DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN:

Su línea de producción cumple con la elaboración de productos como: elementos y partes de armamento militar y policial, municiones, utillaje militar. Dichos productos son fabricados en acero inoxidable y aluminio a través de procesos de embutición en frío. Logrando así, una alta resistencia mecánica, facilidad de transporte y alta durabilidad.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Vajilla militar (aluminio 3003)		
CARACTERISTICAS TÉCNICAS		
Dimensiones (mm)	Largo	160
	Ancho	130
	Profundidad	40
	Espesor	1,5

Tabla 5.1 Características Técnicas Vajilla “FMSB”.

LÁMINA METÁLICA PROPORCIONADA: Se muestra en la figura 5.2.

Tipo: Aluminio 3003.

Dimensiones: 250 x 230 x 1,5.

Cantidad: 4 probetas de prueba.

Utilidad: Vajilla militar.

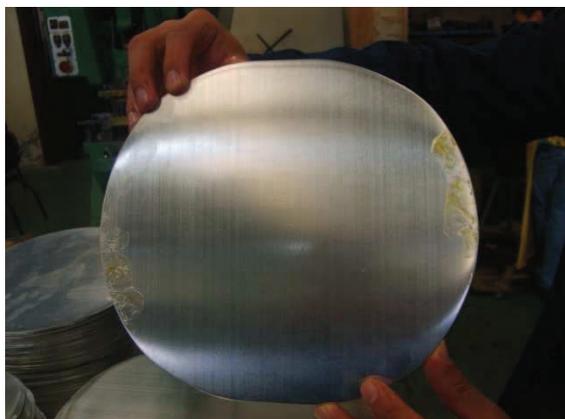


Figura 5.2 Lámina Metálica Proporcionada “FMSB”.

5.2.2. METALTRONIC CIA. LTDA.

Fábrica especializada en la elaboración de partes, piezas y accesorios de carrocerías para vehículos automotores, baldes de camionetas, chasis y ensamble de motocicletas, etc.

UBICACIÓN:

Planta industrial, Panamericana Norte Km 5,5 Calle N69 Lote E3 90, Quito - Ecuador.

PRODUCTOS:

Baldes de camioneta (chevrolet luv), parrilla de moto (thunder); que se muestran en la figura 5.3.



Figura 5.3 Productos Embutidos Metaltronic S.A.

DESCRIPCIÓN DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN:

Su línea de producción cumple con la fabricación de productos como: piezas metálicas para carrocerías de autos y motocicletas, puertas, parachoques. Elaborados en acero ASTM A36, a través de procesos de embutición en frío.

LÁMINAS METÁLICAS PROPORCIONADAS: Se muestran en la figura 5.4.

Tipo: Acero A36.

Dimensiones: 300 x 200 x 1.

Cantidad: 6 probetas de prueba

Utilidad: balde para camioneta.

Tipo: Acero A36.

Dimensiones: 300 x 100 x 2.

Cantidad: 3 probetas de prueba

Utilidad: Base para balde de camioneta



Figura 5.4 Lámina Metálica Proporcionada “Metaltronic”.

5.2.3. SIDERÚRGICA ECUATORIANA S.A. “SIDEK”

Pertenciente al sector industrial metalmecánico, esta fábrica utiliza procesos de embutición para realizar sus productos, tales como: carretillas, fregaderos de cocina (lavabos), tanques GLP, vitrinas frigoríficas.

UBICACIÓN:

Planta industrial, Sabanilla OE5-210 y General Guerrero, (sector Cotocollao), Quito - Ecuador.

PRODUCTOS:

Carretillas, tanques GLP, fregaderos; que se muestran en la figura 5.5.



Figura 5.5 Productos Embutidos “SIDEK”.

DESCRIPCIÓN DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN:

A través de procesos de embutición en frío, se realizan productos en una sola pieza, como son los fabricados en Acero Inoxidable Tipo AISI-304 BA brillante natural. Presentando así una alta resistencia mecánica y buena durabilidad.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

FREGADEROS DE COCINA (acero inox. AISI-304) espesor 1 mm					
CARACTERISTICAS TECNICAS		FI-100	FI-120	PI-50	PI-90
Dimensiones Exteriores(mm)	Largo Total	1008	1250	528	880
	Ancho Total	512	520	480	500
Dimensiones del pozo(mm)	Largo Interno	370	370	370	370
	Ancho Interno	340	340	340	340
	Profundidad Interno	165	140	140	140

Tabla 5.2 Características Técnicas Fregaderos "SIDEK".

LÁMINA METÁLICA PROPORCIONADA: Se muestra en la figura 5.6.

Tipo: Acero Inoxidable AISI-304 BA brillante natural.

Dimensiones: 500 x 100 x 1.

Cantidad: 5 probetas de prueba.

Utilidad: Fregaderos de cocina.



Figura 5.6 Lámina Metálica Proporcionada "SIDEK".

5.3. PROCEDIMIENTO PARA EL ENSAYO DE EMBUTICIÓN DE LÁMINAS METÁLICAS

A continuación se muestra una lista de las actividades que se deben seguir para efectuar el ensayo Erichsen, el detalle de cada una se muestra en el Anexo I.

- Cortar el pedazo de lámina a ensayar.
- Conectar y encender la cámara de video para observar el proceso.
- Elegir el dado superior adecuado para realizar la prueba.
- Lubricar la cabeza esférica del punzón.
- Colocar la lámina a ensayar sobre el dado inferior.
- Realizar la sujeción de la lámina, accionando el tornillo de potencia.
- Conectar la lámina metálica al sistema de alarma de encerado.
- Encerar el pie de rey instalado en el equipo.
- Accionar el gato hidráulico para realizar el ensayo.
- Observar la altura de embutición al final del ensayo.
- Aflojar el tornillo de potencia y extraer la lámina ensayada.

5.4. TOMA DE DATOS

Para realizar un correcto análisis de resultados, se requiere adquirir láminas metálicas, a parte de las proporcionadas por las empresas visitadas, de distintos tipos y espesores para ejecutar los respectivos ensayos.

Como lo exige la norma ASTM E643-09, se efectuaron 3 pruebas para cada material con sus respectivos espesores, los cuales se muestran en la tabla 5.3.

Debido a que en el mercado ecuatoriano resulta muy complicado conseguir láminas de cobre ya que no se fabrican productos embutidos con este material, sus valores del índice Erichsen son datos teóricos.

Material	Espesor (mm)	# Probetas
Acero ASTM A36	0.5	3
Acero ASTM A36	1	3
Acero ASTM A36	1.5	3
Acero ASTM A36	2	3
Acero Inoxidable AISI 304	0.5	3
Acero Inoxidable AISI 304	1	3
Acero Inoxidable AISI 304	1.5	3
Acero Inoxidable AISI 304	2	3
Aluminio 3003	0.5	3
Aluminio 3003	1	3
Aluminio 3003	1.5	3
Aluminio 3003	2	3
Acero Galvanizado	0.5	3
Acero Galvanizado	1	3
Acero Galvanizado	1.5	3
Cobre	1	Teórico
Cobre	2	Teórico

Tabla 5.3 Características de Probetas Ensayadas.

5.4.1. HOJAS DE REPORTES DE DATOS

Una vez ensayada la lámina metálica, se analiza su fractura visualmente y en el caso que sea correcta, esto es, en la región superior de la copa formada, los resultados de la prueba son válidos y se los registra en la hoja de reporte de datos en la cual constan los siguientes datos:

- Identificación del material ensayado.
- Espesor del material.
- Método de determinación del punto final (caída de carga o visual).
- Número de pruebas.
- Tipo de lubricante.
- Valor promedio del índice Erichsen y desviación estándar.
- Valor promedio de la fuerza de embutición.
- Método de sujeción de la lámina metálica (constante o proporcional).
- Valor de la fuerza de sujeción.

En función del procedimiento realizado los reportes se muestran en el anexo J.

5.5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para analizar los datos obtenidos en los ensayos y mostrados en las respectivas hojas de reportes, se tabuló los promedios de los resultados para cada tipo de material en comparación con datos teóricos mostrando la variación que existe entre estos, de la siguiente manera:

Análisis Acero ASTM A36:

Para el caso del acero ASTM A36 los resultados se muestran en la tabla 5.4.

Espesor (mm)	I.E. Experimental (mm)	I.E. Teórico (mm)	Variación %
0.5	10.70		
1	12.033	12	0.28
1.5	13.2		
2	14.1	13.5	4.4

Tabla 5.4 Comparación de Índice Erichsen en Acero ASTM A36.

Como se observa en la tabla 5.4, existe muy poca variación de los valores del índice Erichsen experimental con relación al valor teórico.

Con los datos obtenidos para el acero A36, se pueden graficar sus resultados para analizar su ductilidad al embutido, como se muestra en la figura 5.7.

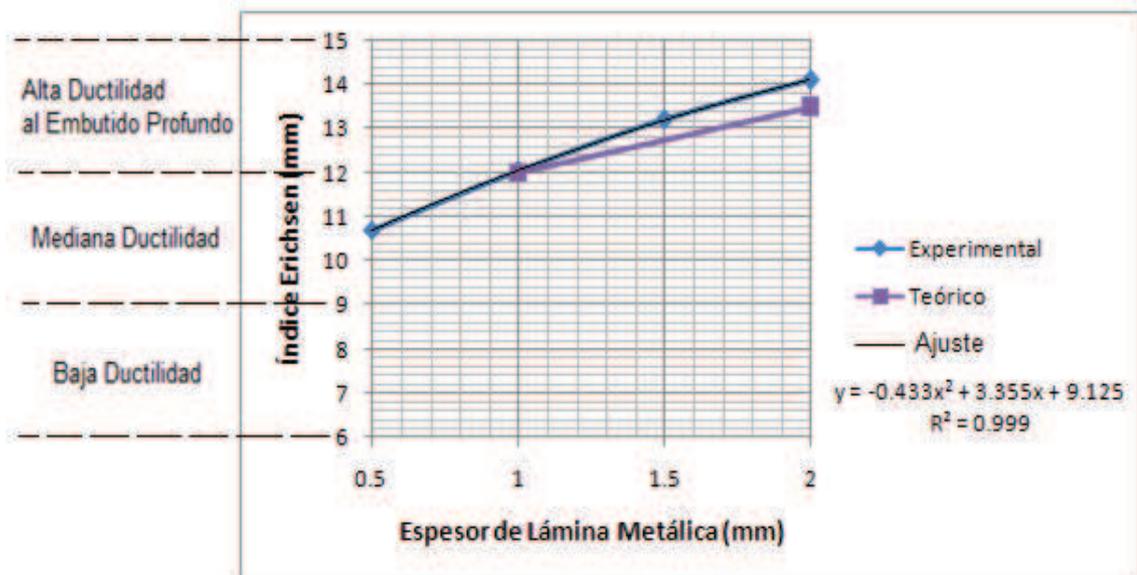


Figura 5.7 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Acero ASTM A36.

Como se observa en la figura 5.7, la curva de ajuste se encuentra sobre la curva experimental, siendo el factor cuadrático de ajuste (R^2) prácticamente 1, lo cual indica que el índice Erichsen en acero ASTM A36 se comporta de una forma directamente proporcional a su espesor.

La ductilidad y la embutición de este material se muestran en la tabla 5.5.

Espesor (mm)	Ductilidad	Embutición
0.5	Mediana	Doble Efecto
1	Alta	Profunda
1.5	Alta	Profunda
2	Alta	Profunda

Tabla 5.5 Ductilidad y Embutición en Acero ASTM A36.

Análisis Acero Inoxidable AISI 304:

Para el caso del acero inoxidable AISI 304 los resultados se muestran en la tabla 5.6.

Espesor (mm)	I.E. Experimental (mm)	I.E. Teórico (mm)	Variación %
0.5	8.367		
1	10.40	10.5	1
1.5	10.633		
2	13.283	12.8	3.77

Tabla 5.6 Comparación de Índice Erichsen en Acero Inoxidable AISI 304.

Como se observa en la tabla 5.6, existe muy poca variación de los valores del índice Erichsen experimental con relación al valor teórico.

Con los datos obtenidos para el acero Inoxidable AISI 304, se pueden graficar sus resultados para analizar su ductilidad al embutido, como se muestra en la figura 5.8.

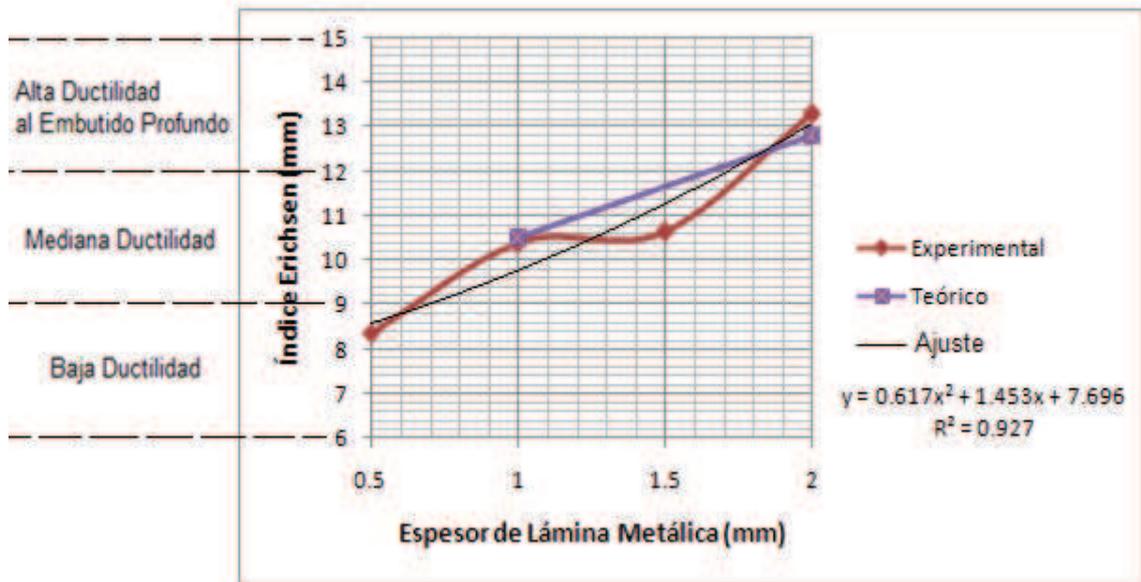


Figura 5.8 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Acero Inoxidable AISI 304.

Como se observa en la figura 5.8, existe un poco de variación entre algunos puntos de la curva experimental con relación a la curva de ajuste, por esta razón el factor cuadrático de ajuste (R^2) es menor que 1, lo cual indica que el índice Erichsen en acero Inoxidable AISI 304 no es proporcional a su espesor. La ductilidad y la embutición de este material se muestran en la tabla 5.7.

Espesor (mm)	Ductilidad	Embutición
0.5	Baja	Simple
1	Mediana	Doble Efecto
1.5	Mediana	Doble Efecto
2	Alta	Profunda

Tabla 5.7 Ductilidad y Embutición en Acero Inoxidable AISI 304.

Análisis Aluminio 3003:

Para el caso del aluminio 3003 los resultados se muestran en la tabla 5.8.

Espesor (mm)	I.E. Experimental (mm)	I.E. Teórico (mm)	Variación %
0.5	7.30		
1	8.35	9	7.7
1.5	12.00		
2	12.333	12.5	1.33

Tabla 5.8 Comparación de Índice Erichsen en Aluminio 3003.

Como se observa en la tabla 5.8, existe muy poca variación de los valores del índice Erichsen experimental con relación al valor teórico.

Con los datos obtenidos para el aluminio 3003, se pueden graficar sus resultados para analizar su ductilidad al embutido, como se muestra en la figura 5.9.

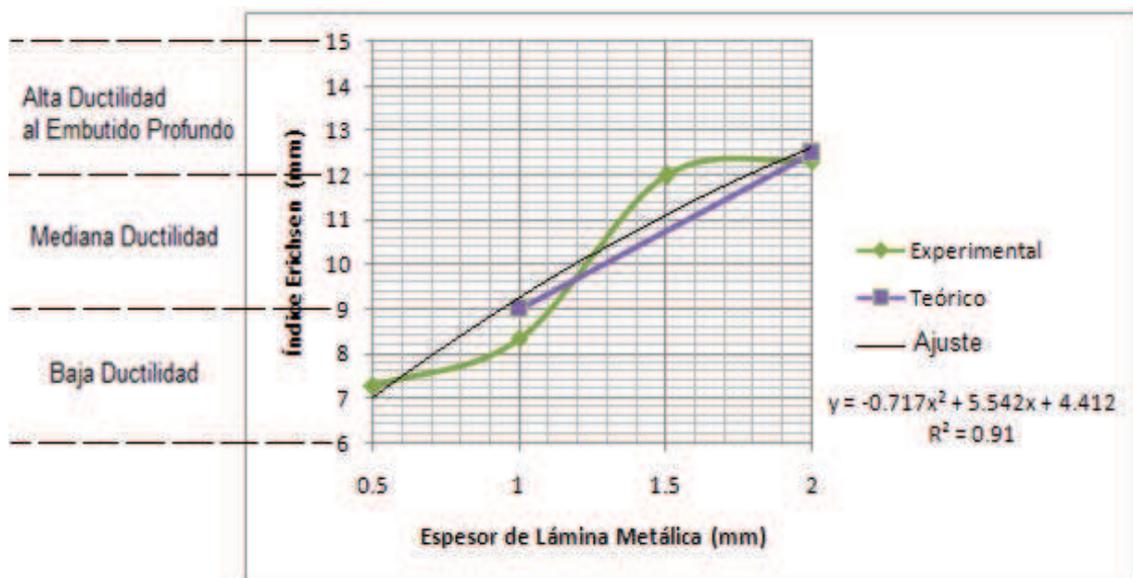


Figura 5.9 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Aluminio 3003.

Como se observa en la figura 5.9, existe un poco de variación entre algunos puntos de la curva experimental con relación a la curva de ajuste, por esta razón el factor cuadrático de ajuste (R^2) es menor que 1, lo cual indica que el índice Erichsen en aluminio 3003 no es proporcional a su espesor.

La ductilidad y la embutición de este material se muestran en la tabla 5.9.

Espesor (mm)	Ductilidad	Embutición
0.5	Baja	Simple
1	Baja	Simple
1.5	Alta	Profunda
2	Alta	Profunda

Tabla 5.9 Ductilidad y Embutición en Aluminio 3003.

Análisis Acero Galvanizado:

Para el caso del acero galvanizado los resultados se muestran en la tabla 5.10.

Espesor (mm)	I.E. Experimental (mm)	I.E. Teórico (mm)	Variación %
0.5	10.033		
1	11.083	11	0.75
1.5	12.033		

Tabla 5.10 Comparación de Índice Erichsen en Acero Galvanizado.

Como se observa en la tabla 5.10, existe muy poca variación del valor del índice Erichsen experimental con relación al valor teórico.

Con los datos obtenidos para el acero galvanizado, se pueden graficar sus resultados para analizar su ductilidad al embutido, como se muestra en la figura 5.10.

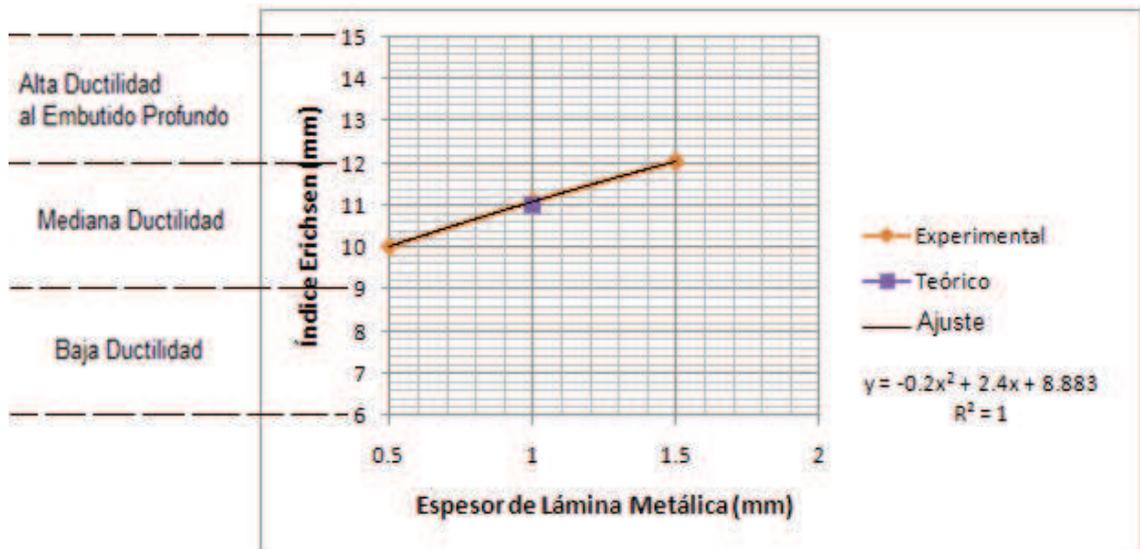


Figura 5.10 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Acero Galvanizado.

Como se observa en la figura 5.10, la curva de ajuste se encuentra sobre la curva experimental, teniendo el factor cuadrático de ajuste (R^2) un valor de 1, lo cual indica que el índice Erichsen en acero galvanizado se comporta de una forma directamente proporcional a su espesor.

La ductilidad y la embutición de este material se muestran en la tabla 5.11.

Espesor (mm)	Ductilidad	Embutición
0.5	Mediana	Doble Efecto
1	Mediana	Doble Efecto
1.5	Alta	Profunda

Tabla 5.11 Ductilidad y Embutición en Acero Galvanizado.

Análisis Cobre:

Para el caso del cobre, como se indicó anteriormente, los resultados son valores teóricos y se muestran en la tabla 5.12.

Espesor (mm)	I.E. Teórico (mm)
1	11.8
2	13

Tabla 5.12 Índice Erichsen Teórico en Cobre.

Con los datos teóricos para el cobre, se pueden graficar sus resultados para analizar su ductilidad al embutido, como se muestra en la figura 5.11.

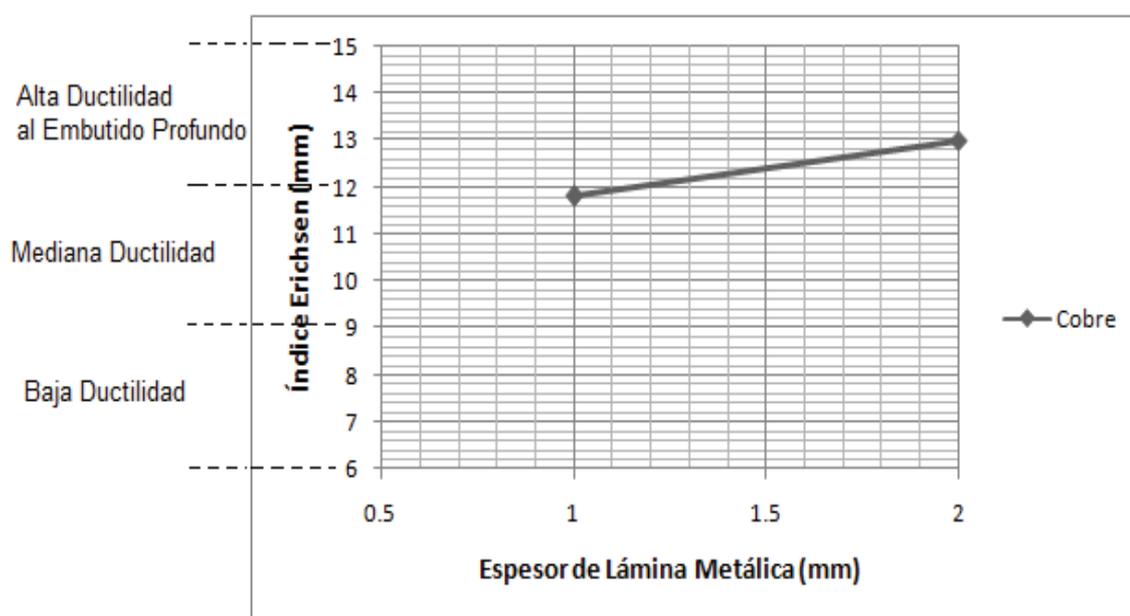


Figura 5.11 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Cobre.

La ductilidad y la embutición del cobre se muestran en la tabla 5.13.

Espesor (mm)	Ductilidad	Embutición
1	Mediana	Doble Efecto
2	Alta	Profunda

Tabla 5.13 Ductilidad y Embutición en Cobre.

Para tener una idea general de la ductilidad y embutición de todos los materiales analizados, se grafican los resultados de todas las láminas ensayadas como se muestra en la figura 5.12.

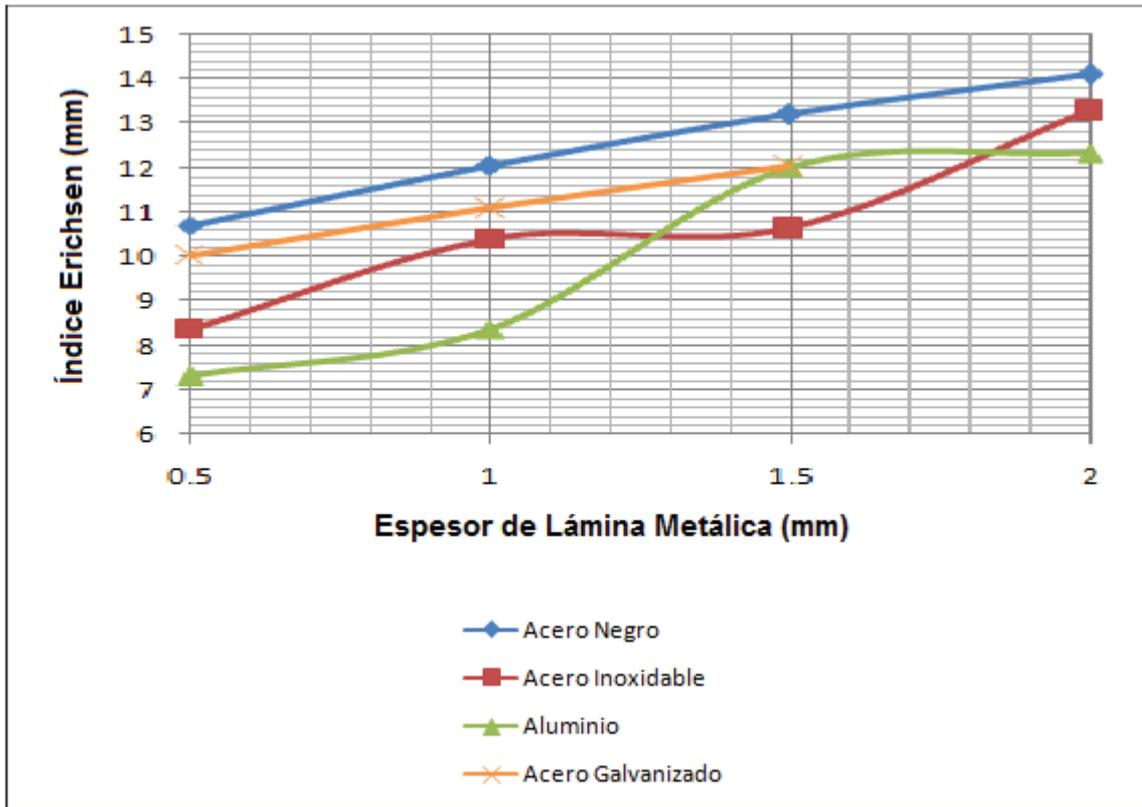


Figura 5.12 Espesor de Lámina vs. Índice Erichsen en Láminas Metálicas.

Como se puede observar en la figura 5.12, el acero ASTM A36 es el material que presenta mejores características de ductilidad para trabajar en procesos de embutición, seguido del acero galvanizado, en el caso del acero inoxidable se debería trabajar a partir de 1mm de espesor para lograr buenas condiciones de ductilidad y en el caso del aluminio a partir de 1.5mm con el fin de conseguir una mayor profundidad en el embutido.

5.6. SIMULACIÓN DE LA LÁMINA METÁLICA EMBUTIDA

Para realizar la simulación del comportamiento de la lámina metálica durante todo el ensayo y poder comparar los valores obtenidos experimentalmente con los resultados simulados, se eligió el software CAE llamado ANSYS 14.0, ya que el mismo programa permite establecer condiciones que se acoplan perfectamente a las características del ensayo real como son: geometría, contactos entre elementos, cargas, desplazamientos, etc.

En la ventana principal del modulo Workbench del programa ANSYS, se escoge la opción de sistema de análisis estático estructural como se observa en la figura 5.13.

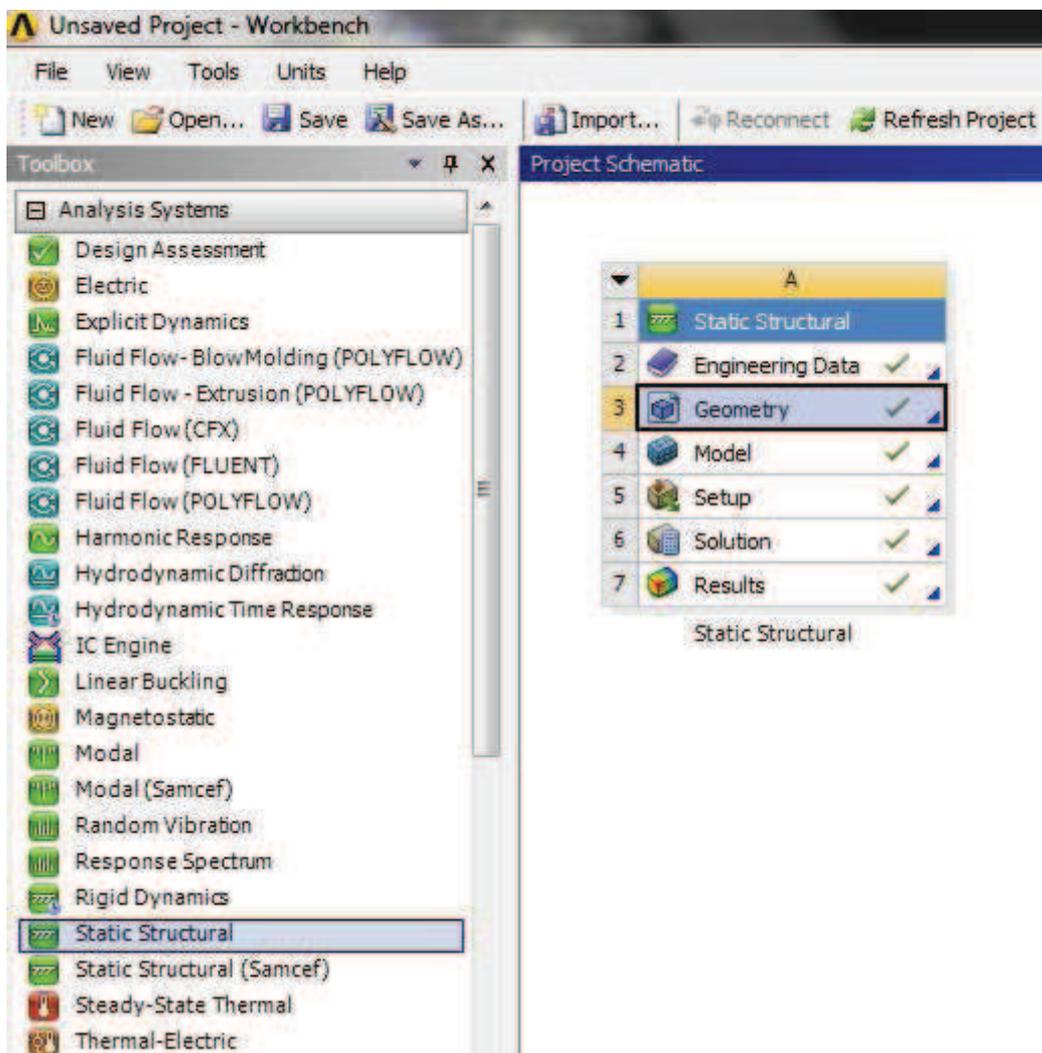


Figura 5.13 Sistemas de Análisis Workbench.

Las geometrías de los dados, lámina metálica y punzón de embutición se realizan en Solidworks y se las importa a Ansys con un formato IGS.

Para realizar la simulación basada en el método de los elementos finitos se debe realizar el mallado de todos los elementos por separado, para mallar el dado inferior, se seleccionan todas sus caras y se aplica el mallado asignado por el programa como se observa en la figura 5.14.

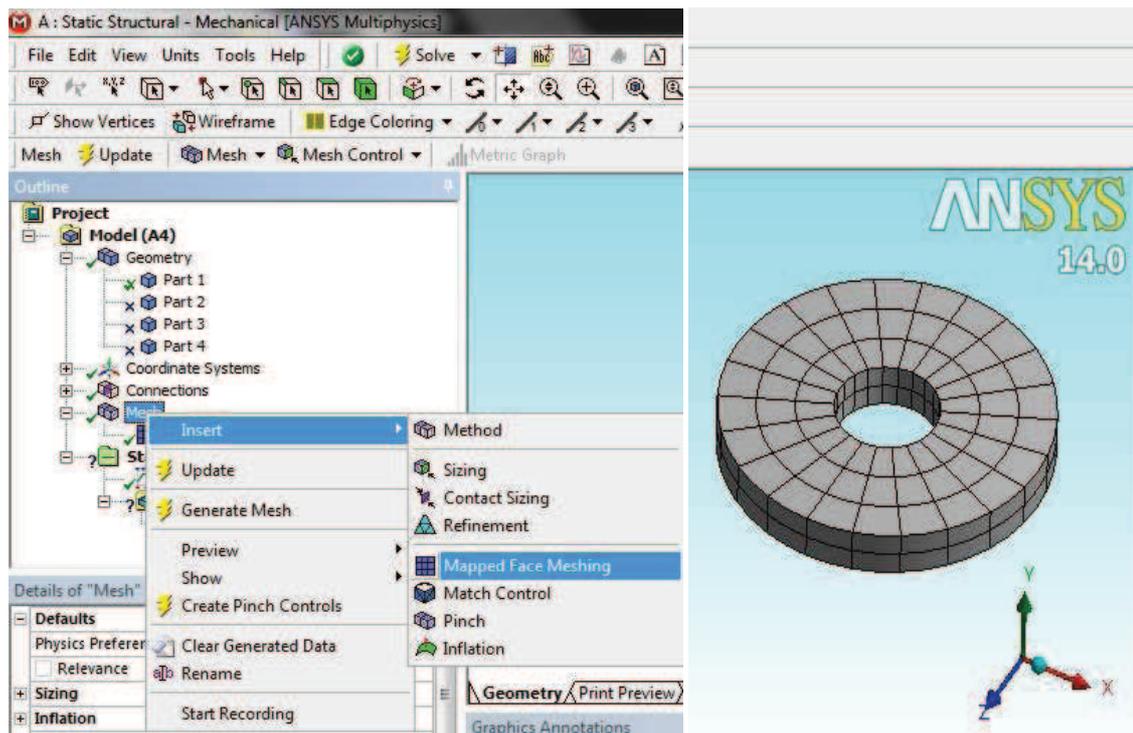


Figura 5.14 Mallado Dado Inferior.

En el caso del punzón de embutición y de la lámina metálica, al ser ambos elementos principales para realizar la simulación ya que la lámina es la que se va a deformar debido al movimiento del punzón, se emplea otro tipo de mallado controlado con el fin de que la distancia entre nodo y nodo sea mucho más pequeño y con esto lograr mayor precisión en el resultado.

A la distancia entre los nodos de ambos elementos, se le asigna un valor de 2mm, ya que si se la hace más pequeña se necesita mucho más rendimiento computacional. El mallado del punzón y de la lámina se muestra en las figuras 5.15 y 5.16 respectivamente.

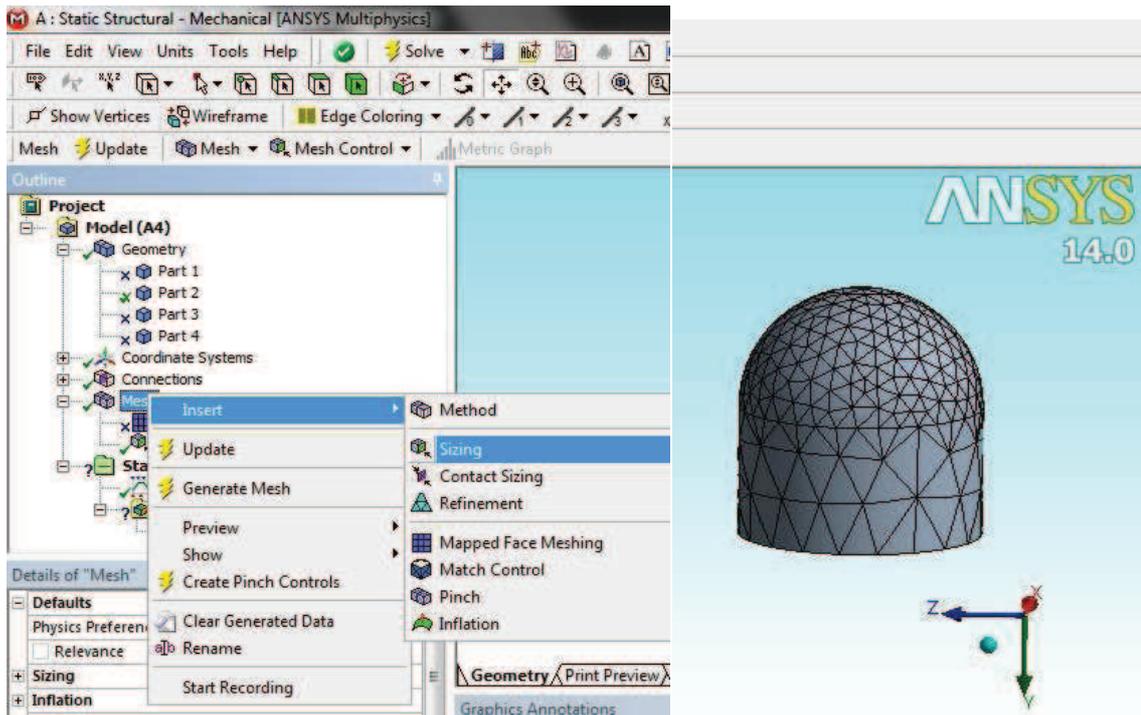


Figura 5.15 Mallado Punzón de Embutición.

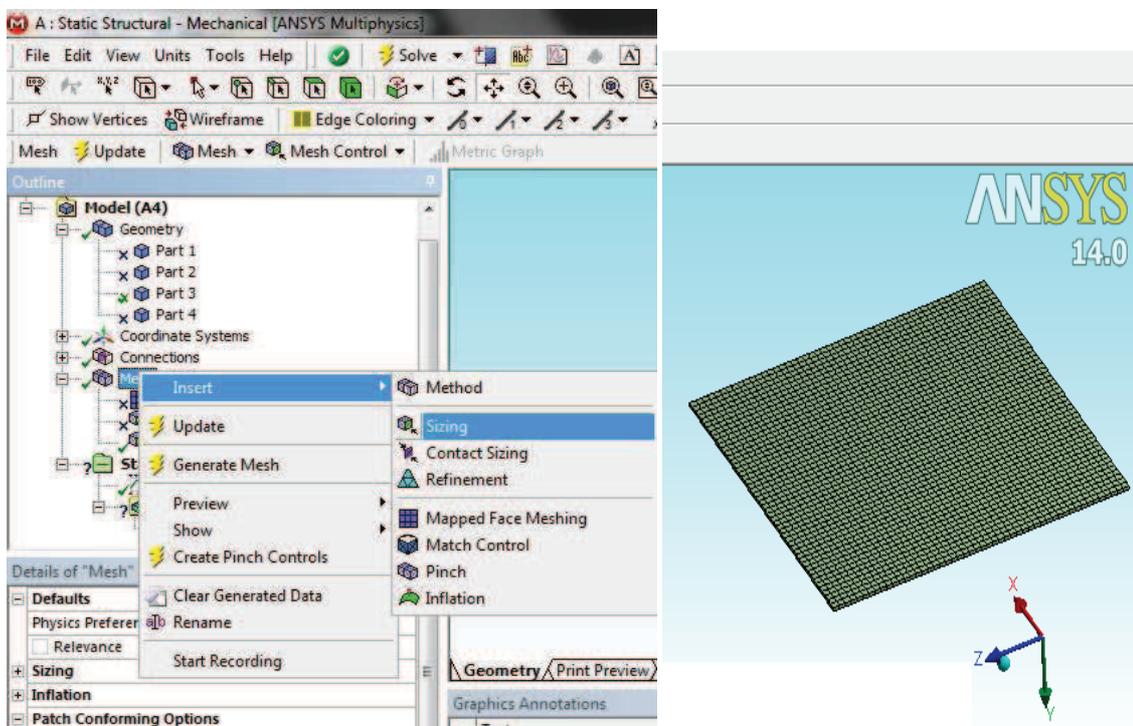


Figura 5.16 Mallado Lámina Metálica.

Para mallar el dado superior, se seleccionan todas sus caras y se aplica el mallado asignado por el programa como se observa en la figura 5.17.

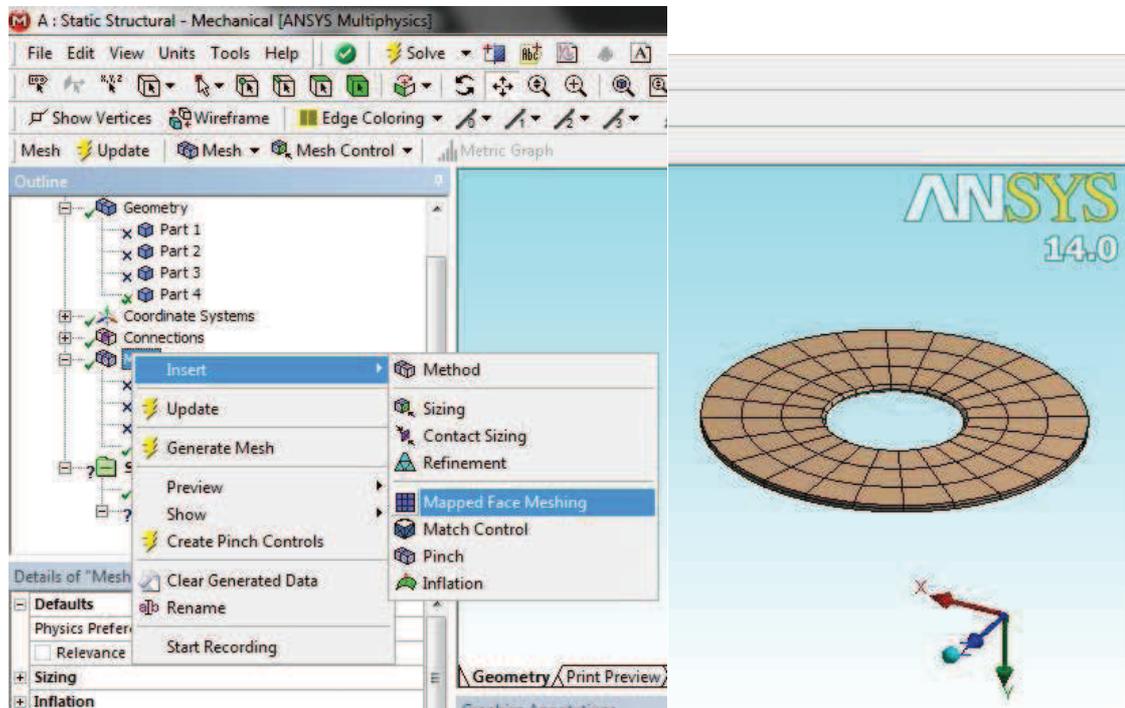


Figura 5.17 Mallado Dado Superior.

El conjunto de elementos debidamente mallado y montado se muestra en la figura 5.18.

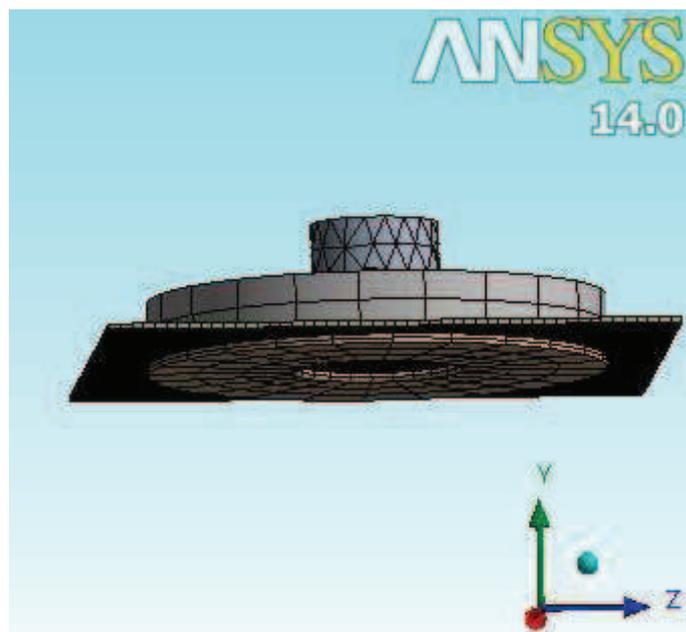


Figura 5.18 Mallado de Elementos.

Teniendo mallados todos los elementos, se debe establecer condiciones de contacto entre estos, como la lámina no resbala entre los dados en el ensayo se determina que su contacto es fijo como se muestra en la figura 5.19.

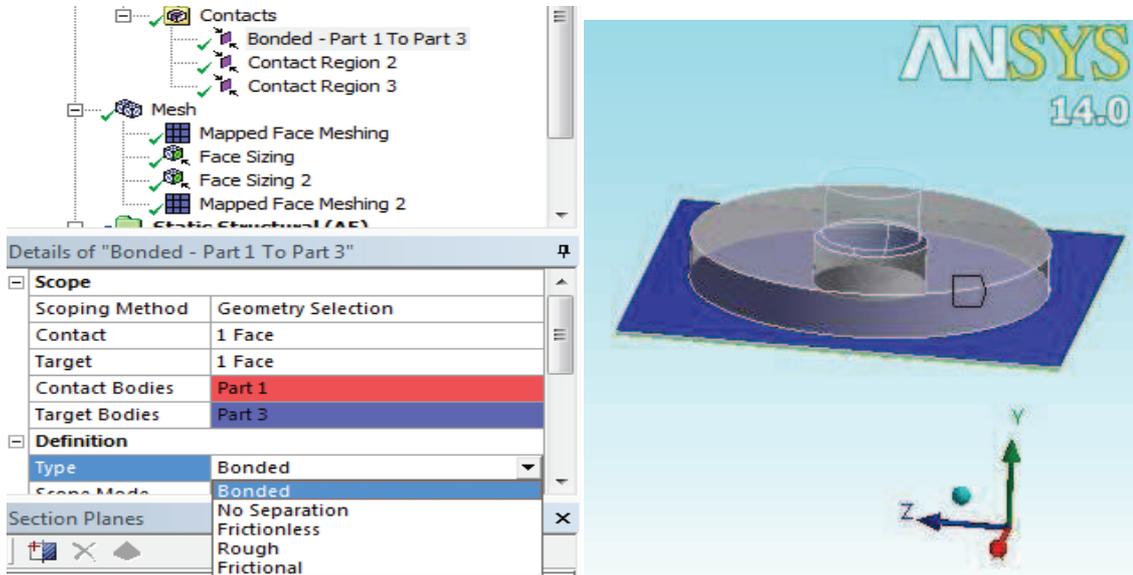


Figura 5.19 Contacto de Lámina Metálica con Dados.

En el caso de la unión entre la cabeza esférica del punzón con la lámina se establece un contacto friccional con un coeficiente de rozamiento de 0.15 por ser acero contra acero como se muestra en la figura 5.20.

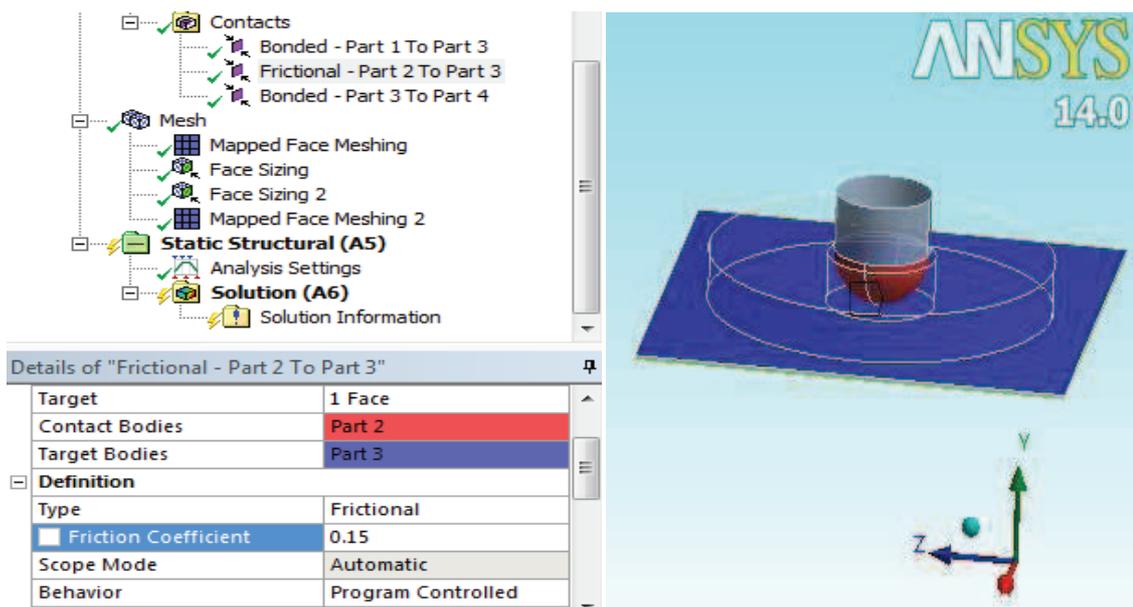


Figura 5.20 Contacto de Punzón con Lámina Metálica.

Teniendo establecidas las condiciones de contacto, se determina la restricción de movimiento para un dado fijándolo como se muestra en la figura 5.21.

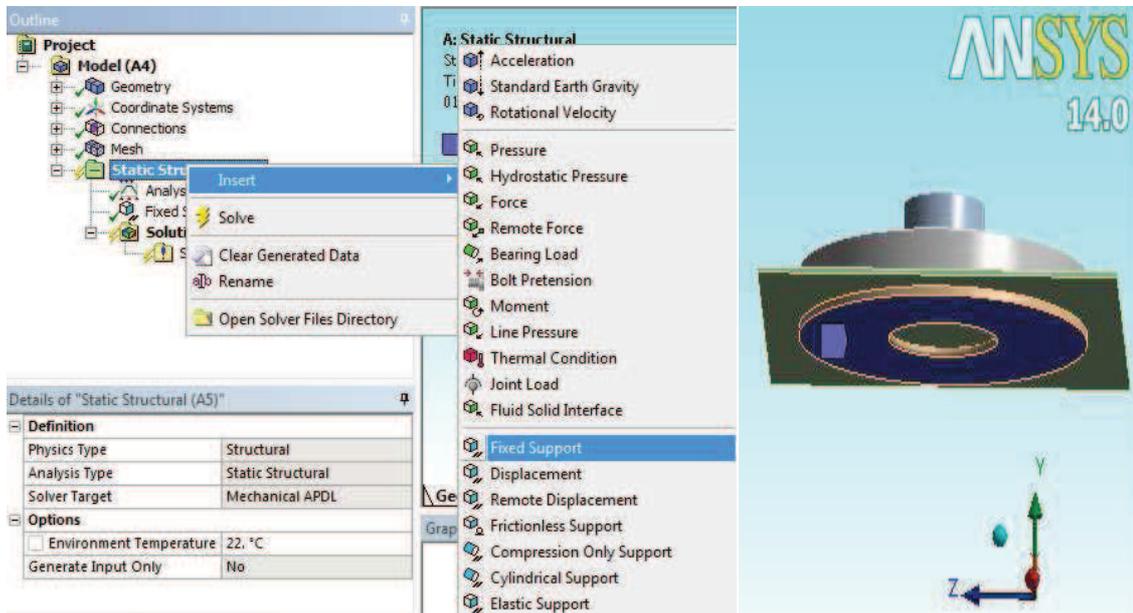


Figura 5.21 Fijación de Dado.

Se determina también un vector de fuerza en el otro dado con un valor de 20000 N, que equivale a los 2000 Kgf y corresponde a la fuerza de sujeción de la lámina como se observa en la figura 5.22.

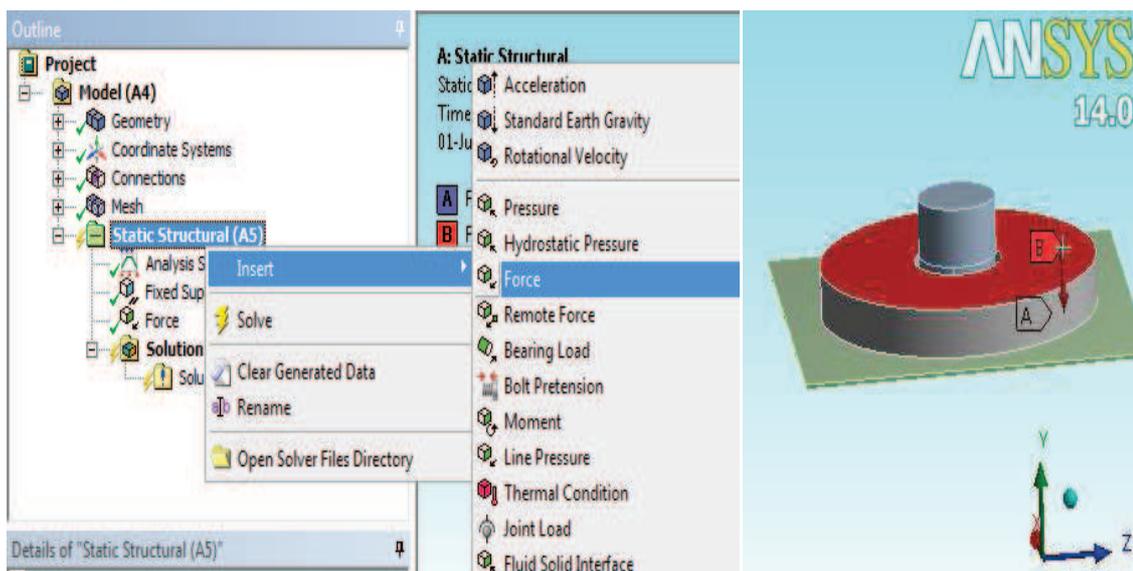


Figura 5.22 Fuerza de Sujeción de la Lámina Metálica.

Como el valor que vamos a comparar es la altura de embutición el momento que la lámina se fracture (índice Erichsen), se establece una condición de desplazamiento en el punzón con el fin de que se mueva hasta que la lámina se rompa como se observa en la figura 5.23.

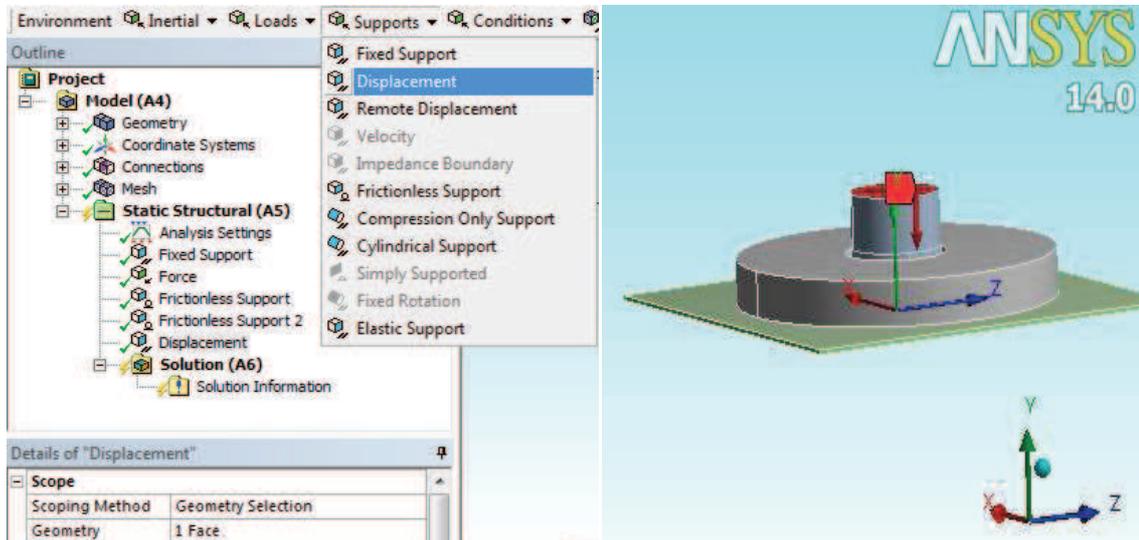


Figura 5.23 Desplazamiento del Punzón de Embutición.

Una vez establecidas todas las condiciones para simular el ensayo tipo Erichsen en la lámina metálica, se procede a resolver la simulación.

En la creación de las geometrías de los elementos en Solidworks, se estableció un espesor de lámina de 1mm, motivo por cual, el resultado de la simulación se lo compara con el índice Erichsen obtenido experimentalmente para dicho espesor.

Cabe recalcar que se puede modificar las geometrías de los elementos a lo más simple posible con el fin de ocupar menos recursos computacionales y así disminuir el tiempo de resolución del problema, esto se lo puede hacer siempre y cuando la geometría modificada no actué directamente en el elemento a ser analizado, en este caso se pudo modificar el espesor de los dados haciéndolos más delgados pero en el caso de las aberturas de los dados no se puede hacer modificaciones ya que esto alteraría el comportamiento de la lámina embutida.

Una vez concluida la resolución de la simulación, se muestra con código de colores la reacción de la lámina, el color rojo representa las zonas donde ocurre la fractura como se observa en la figura 5.24.

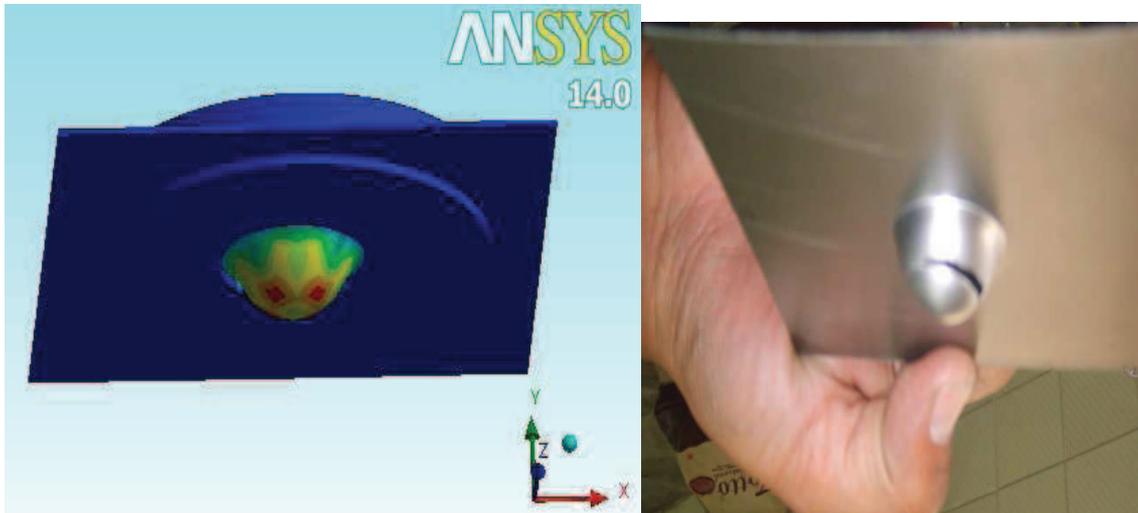


Figura 5.24 Zona de Rotura de la Lámina Metálica.

Como se observa en la figura 5.24, la fractura de la lámina metálica simulada ocurre en la región superior de la copa formada justo en la misma región donde se fracturó experimentalmente y tal como lo exige la norma ASTM E643-09. Al retirar los dados y el punzón se puede observar la lámina completamente embutida como se muestra en la figura 5.25.

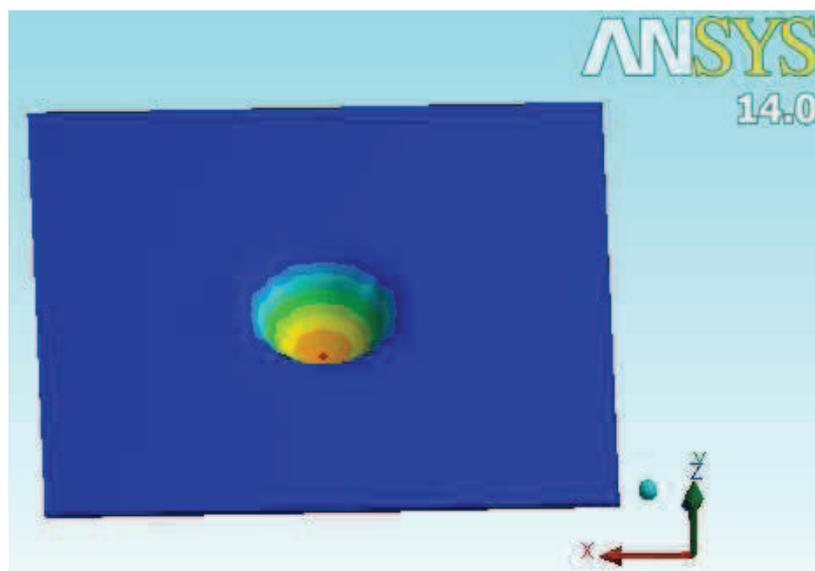


Figura 5.25 Lámina Metálica Simulada.

Para mostrar el valor del índice Erichsen para lámina de acero ASTM A36 obtenido en la simulación se realiza un corte transversal en el conjunto de los elementos como se observa en la figura 5.26.

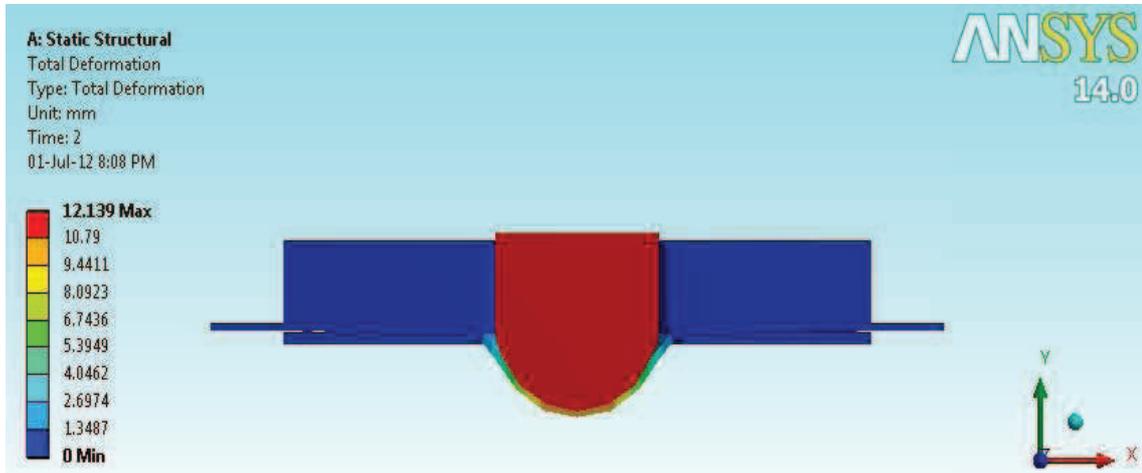


Figura 5.26 Índice Erichsen Simulado en Acero ASTM A36.

Como se observa en la figura 5.26, el valor del índice Erichsen obtenido en la simulación es 12.139 mm y la comparación con el valor experimental obtenido de los ensayos se muestra en la tabla 5.14.

Material	Espesor mm	Índice Erichsen Experimental mm	Índice Erichsen Simulado mm	Variación %
Acero A36	1	12.033	12.139	0.87

Tabla 5.14 Comparación de Índices Erichsen en Acero ASTM A36.

Como se puede observar en la tabla 5.14, el valor del índice Erichsen simulado presenta muy poca variación con relación al valor experimental, esto nos da la seguridad que el ensayo se realizó correctamente así como también la simulación.

Para mostrar el valor del índice Erichsen para lámina de acero inoxidable AISI 304 obtenido en la simulación se realiza un corte transversal en el conjunto de los elementos como se observa en la figura 5.27.

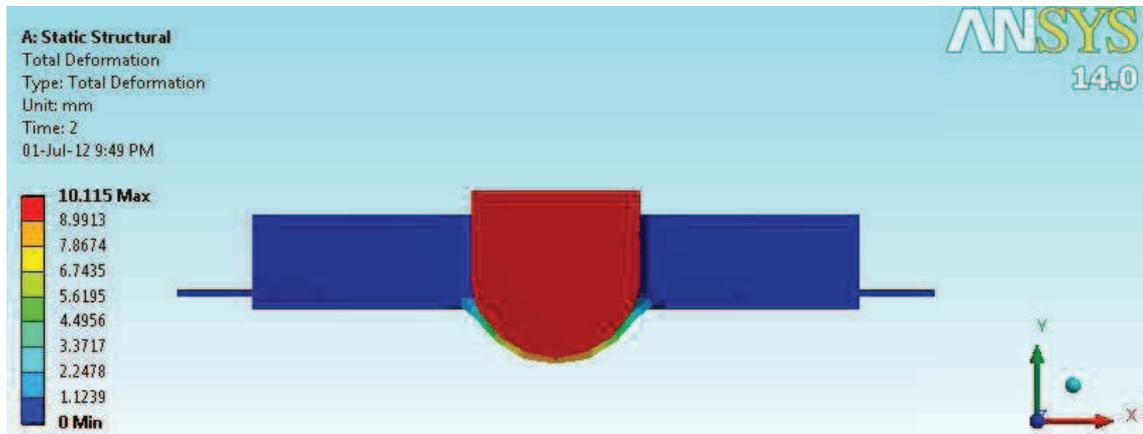


Figura 5.27 Índice Erichsen Simulado en Acero Inoxidable AISI 304.

Como se observa en la figura 5.27, el valor del índice Erichsen obtenido en la simulación es 10.115 mm y la comparación con el valor experimental obtenido de los ensayos se muestra en la tabla 5.15.

Material	Espesor mm	Índice Erichsen Experimental mm	Índice Erichsen Simulado mm	Variación %
Acero Inox. AISI 304	1	10.40	10.115	2.7

Tabla 5.15 Comparación de Índices Erichsen en Acero Inoxidable AISI 304.

Como se puede observar en la tabla 5.15, el valor del índice Erichsen simulado presenta muy poca variación con relación al valor experimental, esto nos da la seguridad que el ensayo se realizó correctamente así como también la simulación.

Para mostrar el valor del índice Erichsen para lámina de aluminio 3003 obtenido en la simulación se realiza un corte transversal en el conjunto de los elementos como se observa en la figura 5.28.

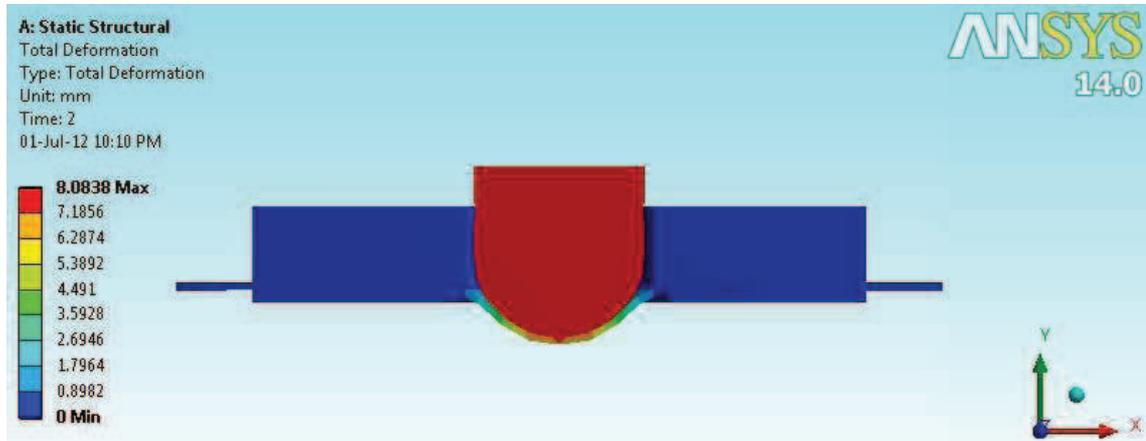


Figura 5.28 Índice Erichsen Simulado en Aluminio 3003.

Como se observa en la figura 5.28, el valor del índice Erichsen obtenido en la simulación es 8.084 mm y la comparación con el valor experimental obtenido de los ensayos se muestra en la tabla 5.16.

Material	Espesor mm	Índice Erichsen Experimental mm	Índice Erichsen Simulado mm	Variación %
Aluminio 3003	1	8.35	8.084	3.18

Tabla 5.16 Comparación de Índices Erichsen en Aluminio 3003.

Como se puede observar en la tabla 5.16, el valor del índice Erichsen simulado presenta muy poca variación con relación al valor experimental, esto nos da la seguridad que el ensayo se realizó correctamente así como también la simulación.

Para mostrar el valor del índice Erichsen para lámina de acero galvanizado obtenido en la simulación se realiza un corte transversal en el conjunto de los elementos como se observa en la figura 5.29.

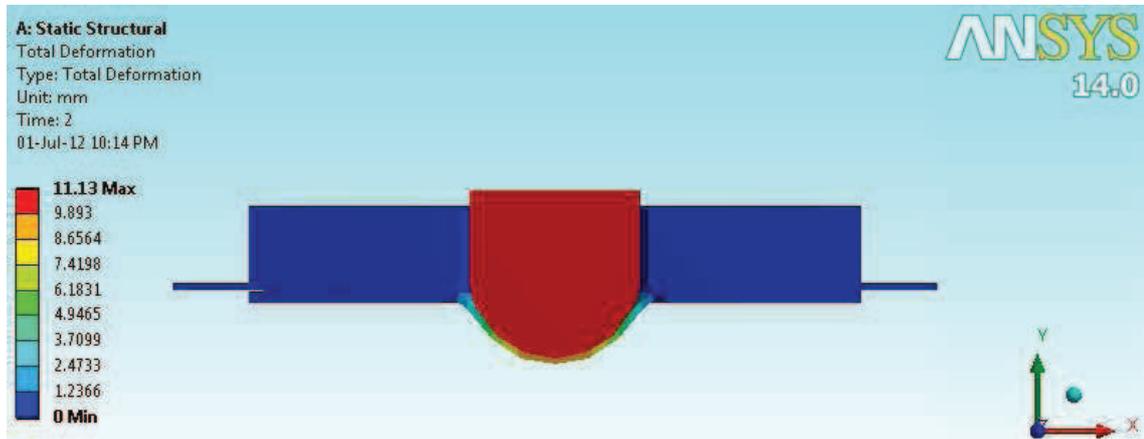


Figura 5.29 Índice Erichsen Simulado en Acero Galvanizado.

Como se observa en la figura 5.29, el valor del índice Erichsen obtenido en la simulación es 11.13 mm y la comparación con el valor experimental obtenido de los ensayos se muestra en la tabla 5.17.

Material	Espesor mm	Índice Erichsen Experimental mm	Índice Erichsen Simulado mm	Variación %
Acero Galvanizado	1	11.083	11.13	0.42

Tabla 5.17 Comparación de Índices Erichsen en Acero Galvanizado.

Como se puede observar en la tabla 5.17, el valor del índice Erichsen simulado presenta muy poca variación con relación al valor experimental, esto nos da la seguridad que el ensayo se realizó correctamente así como también la simulación.

Para mostrar el valor del índice Erichsen para lámina de cobre obtenido en la simulación se realiza un corte transversal en el conjunto de los elementos como se observa en la figura 5.30.

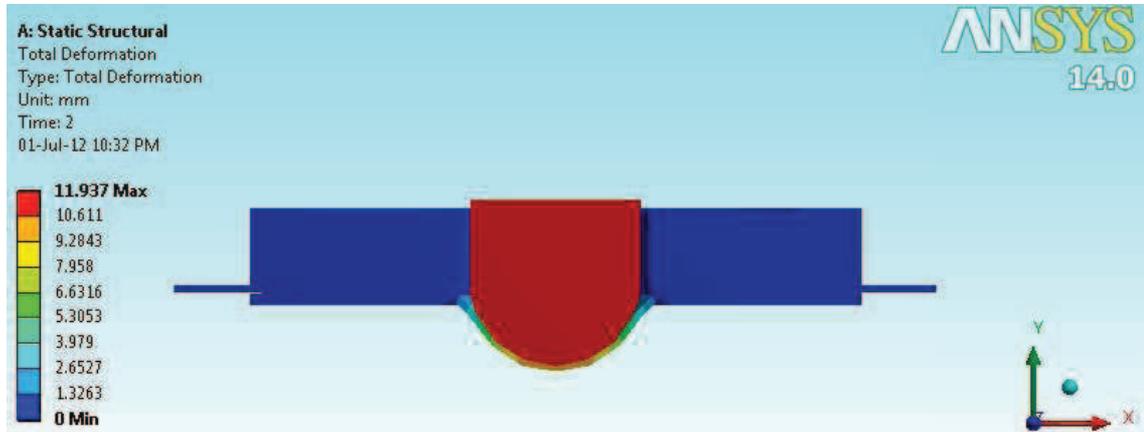


Figura 5.30 Índice Erichsen Simulado en Cobre.

Como se observa en la figura 5.30, el valor del índice Erichsen obtenido en la simulación es 11.937 mm y la comparación con el valor teórico se muestra en la tabla 5.18.

Material	Espesor mm	Índice Erichsen Teórico mm	Índice Erichsen Simulado mm	Variación %
Cobre	1	11.8	11.937	1.15

Tabla 5.18 Comparación de Índices Erichsen en Cobre.

Como se puede observar en la tabla 5.18, el valor del índice Erichsen simulado presenta muy poca variación con relación al valor experimental, esto nos da la seguridad que el ensayo se realizó correctamente así como también la simulación.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO.

6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

Costos Directos

Los costos directos son aquellos que intervienen directamente en la construcción de todos los elementos del equipo.

Dentro de los costos directos se encuentran los costos de materiales directos, los cuales se encuentran presentes físicamente en el equipo Erichsen como se muestra en la tabla 6.1.

#	DETALLE	CANT.	COSTO UNITARIO	SUBTOTAL
1	Eje de acero Bohler K100	3	25	75
2	Eje de acero Bohler K100	1	25	25
3	Eje de acero Bohler 705	1	15	15
4	Placa de acero Bohler 760	2	40	80
5	Placa de acero ASTM A36	2	30	60
6	Eje de acero ASTM A36	6	10	60
7	Torquímetro	1	80	80
8	Gata Hidráulica 6 toneladas	1	30	30
9	Manómetro 10 PSI	1	80	80
10	Eje de Duralon	1	10	10
11	Pie de rey	1	15	15
12	Cámara de video	1	60	60
13	Monitor	1	100	100
14	Rodamiento Axial NTN	1	15	15
15	Chapas metálicas	16	2.5	40
16	Resortes	2	5	10
17	Pernos, tuercas y arandelas	5	1	5
TOTAL USD				760

Tabla 6.1 Costos de Materiales Directos.

El costo del alquiler de las máquinas herramientas usadas para la construcción del equipo es también un costo directo y se puede observar en la tabla 6.2.

Descripción	Horas	costo/hora	Subtotal
Servicio de torno	8	10	80
Servicio de rectificado	2.5	10	25
Servicio de taladro	2.5	8	20
Pintado	1.5	8	12
Total USD			137

Tabla 6.2 Costos de Máquinas Herramientas.

Otro costo directo es el de la mano de obra designada para la fabricación, montaje y adecuación de los componentes del equipo como se observa en la tabla 6.3.

Descripción	Horas	costo/hora	Subtotal
Mano de obra	120	5	600
Total USD			600

Tabla 6.3 Costos de Mano de Obra.

Costos Indirectos

Son los gastos que son necesarios para el desarrollo de todos los objetivos planteados y se muestran en la tabla 6.4.

Descripción	Costo Total USD
Servicios Básicos y alimentación	150
Internet	20
Transporte	150
Impresiones	100
Suministros varios	30
Total USD	450

Tabla 6.4 Costos Indirectos.

Otros costos que intervienen indirectamente son los costos de diseño, los cuales se muestran en la tabla 6.5.

Descripción	Costo al mes	Meses	Subtotal
Diseño	50	6	300
Material Técnico	10	6	60
Total USD			360

Tabla 6.5 Costos de diseño.

El costo total del equipo, es la suma de todos los costos involucrados con la construcción, los cuales se muestran en la tabla 6.6.

Descripción	Subtotal
Costo de materiales directos	760
Costo Máquinas Herramientas	137
Costo mano de obra	600
Costos indirectos	450
Costos de diseño	360
Total USD	2307

Tabla 6.6 Costo Total Equipo Erichsen.

6.2. ANÁLISIS FINANCIERO

El análisis financiero consiste en evaluar la rentabilidad de la construcción del equipo para lo cual se va a calcular el periodo de retorno de la inversión inicial. La utilidad del equipo es poder seleccionar de manera correcta la materia prima para fabricar productos embutidos ya que la selección incorrecta de esta, representa pérdidas de producción por los defectos que se producen en la manufactura y para examinar estos gastos innecesarios, se realizó un análisis de la producción de la vajilla militar en la Fábrica de Municiones Santa Bárbara y el detalle del costo unitario de este producto se muestra en la tabla 6.7.

FMSB SANTA BARBARA S.A.

PRODUCTO : FABRICACIÓN DE VAJILLA MILITAR
CANTIDAD : 1

MATERIA PRIMA	Cantidad	V. Unit.	Total \$
LÁMINA DE ALUMINIO 265X235X1,5	1	1.6	1.6
LÁMINA DE ALUMINIO 280X245X1,5	1	1.65	1.65
VARILLA LISA DIAMETRO 4,5 MM	0.2	0.80	0.16
LÁMINA DE ALUMINIO 39X45X1,5	2	0.13	0.26
TOTAL MATERIA PRIMA			3.67

MANO OBRA DIRECTA	Cantidad	Tiempo (min)	Costo/min	Total \$
PERSONAL OPERATIVO	10	1.9	0.069	1.31
TOTAL MANO OBRA DIRECTA				1.31

SUPERVISIÓN DEL PROYECTO	Cantidad	Tiempo (min)	Costo/min	Total \$
ING. RESPONSABLE DIVISIÓN	1	0.2375	0.16	0.04
ING. SUPERVISOR	1	0.475	0.12	0.06
TOTAL SUPERVISIÓN DEL PROYECTO				0.10

EQUIPO Y MAQUINARIA	Tiempo (min)	Costo/min	Total \$
PRENSA	21	0.04	0.84
TOTAL EQUIPO Y MAQUINARIA			0.84

MATERIALES INDIRECTOS	Unidad	Cantidad	Precio	Total \$
GASOLINA	GALON	0.032	1.50	0.05
GRASA MULTIFACK	LIBRA	0.0175	3.60	0.06
LIJA FANDELY # 80	METRO	0.03	3.35	0.10
REMACHES DE ALUMINIO 5/32 X 3/8	UNIDAD	7.0	0.0075	0.05
GUANTES DE CUERO DE NAPA	PAR	0.006	3.20	0.02
GUANTES DE HILO	PAR	0.004	1.50	0.01
GAFAS TRANSPARENTES	PAR	0.005	3.30	0.02
PLASTICO STRECH	ROLLO	0.002	8.00	0.02
ANODIZADO	UNIDAD	1.0	1.50	1.50
ZINCADO	UNIDAD	1.0	0.19	0.19
TOTAL MATERIALES INDIRECTOS				2.02

Tabla 6.7 Cotización Producción Vajilla Militar.⁵⁵

⁵⁵ Fuente: Fábrica de Municiones Santa Bárbara "FMSB".

La suma de todos los valores totales de los costos de fabricación de la vajilla militar de la tabla 6.7, agregando un 30% de gastos administrativos y un 16.5% de utilidad, equivale al costo total de fabricación por unidad de vajilla militar como se observa en la tabla 6.8.

FABRICACIÓN DE VAJILLA MILITAR	Total \$
TOTAL MATERIA PRIMA	3.67
TOTAL MANO OBRA DIRECTA	1.31
TOTAL SUPERVISIÓN DEL PROYECTO	0.10
TOTAL EQUIPO Y MAQUINARIA	0.84
TOTAL MATERIALES INDIRECTOS	2.02
GASTOS ADMINISTRATIVOS 30%	2.38
UTILIDAD 16.5%	1.70
TOTAL FABRICACIÓN DE VAJILLA MILITAR	12.02
PRECIO UNITARIO DE VENTA	12.50

Tabla 6.8 Costo de Fabricación de Vajilla Militar.⁵⁶

Como se observa en la tabla 6.8, la suma de todos los valores totales de producción, demuestra que el costo de una vajilla militar es de 12.50\$.

En la Fábrica de Municiones Santa Bárbara, se fabrican aproximadamente 150 vajillas militares diarias y debido a la falta de un equipo de pruebas de embutición de láminas metálicas, se necesitan de 12 láminas de prueba por cada tipo de producto que realizan, para analizar sus defectos de embutición y calibrar las máquinas antes de comenzar la producción, las cuales representan un desperdicio de material reflejado en pérdidas económicas para la empresa, como se muestran en la tabla 6.9.

Ítem	Pérdida	Total \$
Lámina de aluminio 265X235X1, 5	(costo 1,60 \$) *12 ensayos	19.2
Lámina de aluminio 280X245X1, 5	(costo 1,65 \$) *12 ensayos	19.8
Lámina de aluminio 39X45X1, 5	(costo 0,13 \$) *12 ensayos	1.56
Mano de obra	(costo 0,13 \$) *36 ensayos	4.68
Equipo y Maquinaria	(costo 0,84 \$) *36 ensayos	30.24
Total USD		75.48

Tabla 6.9 Pérdidas en Láminas de Prueba “FMSB”.

⁵⁶ Fuente: Fábrica de Municiones Santa Bárbara “FMSB”.

Como se observa en la tabla 6.9, se pierde 75.48\$ diarios en las pruebas que se realizan antes de comenzar la producción que al multiplicarlo por 20 días laborables en el mes, la pérdida es de 1509.6\$ mensuales.

En la Fábrica de Municiones Santa Bárbara, se produce vajilla militar solamente en tres meses al año, por lo tanto la pérdida mensual se la multiplica por 3 para determinar la pérdida anual, la cual es 4528.8\$.

La inversión total del proyecto es 2307\$ y el valor del interés bancario anual actual es 20%, con esto se calcula el interés anual del proyecto.

Interés anual del proyecto = inversión del proyecto * interés bancario anual

$$\text{Interés anual del proyecto} = 461.4\$$$

La utilidad operativa del equipo Erichsen resulta ser el ahorro que representa la correcta selección del material, para este caso la utilidad operativa son los 4528.8\$.

El periodo de retorno de la inversión se lo determina de la siguiente manera:

$$\text{PRI} = \frac{\text{Inversión del proyecto} + \text{interés anual del proyecto}}{\text{Utilidad operativa}}$$

$$\text{PRI} = \frac{2307 + 461.4}{4528.8}$$

$$\text{PRI} = 0.61 \text{ Años}$$

$$\text{PRI} = 7 \text{ Meses}$$

Como se observa, la inversión inicial del proyecto se la va a recuperar en menos de un año, razón por la cual la construcción del equipo es un proyecto rentable, si se lo sometiera a un trabajo constante.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

7.1. CONCLUSIONES

Luego de la finalización del proyecto se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- Se determinó el grado de embutibilidad de distintos tipos y espesores de láminas metálicas utilizadas en la industria metalmeccánica a través de ensayos tipo Erichsen cumpliendo así con el objetivo general del proyecto y se demostró que el acero ASTM A36 es el material con mejores propiedades para embutir, ya que para un espesor de 1mm y un disco de desarrollo de 90mm, la altura que se lo puede embutir en 6 fases alcanza 110.25mm, en el caso del acero inoxidable AISI 304 y acero galvanizado para un producto de diámetro 90mm, la altura embutida se restringe a 45mm y en el caso del aluminio la altura máxima que se puede embutir en 1mm de espesor y diámetro del producto embutido 90mm es 7mm, en este caso si se desea obtener mayor profundidad se debería trabajar con aluminio de espesor 1.5mm.
- Se diseñó y construyó un equipo para pruebas de embutición de láminas metálicas tipo Erichsen, logrando de esta manera obtener resultados válidos de acuerdo a todas las exigencias que la norma ASTM E643-09 establece, ya que todas las roturas de las láminas fueron en la región superior de la copa formada durante el ensayo.
- Se realizó un sondeo sobre los materiales que utiliza la industria metalmeccánica en procesos de embutición, para lo cual se planificaron visitas técnicas a empresas ecuatorianas dedicadas a esta actividad, de las cuales se adquirieron varias probetas de ensayo, logrando establecer un límite de profundidad de embutición para cada una de estas.
- Se ejecutaron una serie de ensayos bajo las exigencias de la norma ASTM E643-09 con distintos tipos de láminas metálicas para determinar su grado de embutibilidad y se obtuvo una curva de ajuste en cada

material ensayado con sus respectivos espesores para clasificarlos por su rango de embutición.

- Se desarrolló una guía estandarizada para la ejecución del ensayo tipo Erichsen (Anexo I), la cual, muestra paso a paso el procedimiento de su realización.
- Se realizó la simulación del comportamiento de las láminas metálicas utilizadas en el ensayo mediante el software CAE llamado ANSYS 14.0, cuyos resultados permitieron tener una mayor seguridad de la efectividad de los ensayos.

7.2. RECOMENDACIONES

- Una vez cumplido el objetivo general del proyecto, se demostró que el material más dúctil para embutir es el acero ASTM A36, pero si el producto que se desea fabricar se lo va a utilizar en la industria alimenticia, se recomienda utilizar acero inoxidable o aluminio, ya que estos materiales, a diferencia del acero A36, no sufren corrosión ni oxidación que puede resultar tóxico si se lo ingiere.
- Una recomendación muy importante el momento de construir el equipo Erichsen, es tratar de maquinar todos los elementos y sus alojamientos con un mismo centro en el torno, ya que como es un equipo de alta precisión, el mínimo descentramiento en la concentricidad de los elementos torneados, provocarán resultados erróneos y no validos.
- Para realizar los ensayos en el equipo Erichsen, se recomienda antes realizar un sondeo de las láminas utilizadas por la industria metalmeccánica en procesos de embutición ya que existen materiales que debido a su composición química y sus tratamientos térmicos no son aptos para embutirlos y puede ser que sus resistencias a la tracción sean superiores que los datos de diseño provocando un exceso de carga en el límite permisible de cada elemento del equipo.
- Se recomienda en el momento de ensayar láminas metálicas en el equipo Erichsen, tener al menos dos probetas de diferentes espesores y

de un mismo material, con el fin de poder hacer una gráfica con dos puntos de referencia y observar el comportamiento de la ductilidad del material de acuerdo al espesor dentro del gráfico de la figura 2.11.

- Para obtener resultados aceptables en las pruebas de láminas metálicas y evitar desperfectos en el equipo, se recomienda ejecutar los ensayos siguiendo al pie de la letra y en orden los procedimientos estandarizados desarrollados para llevar a cabo las pruebas.
- Con respecto a la simulación de la lámina metálica ensayada, se recomienda utilizar cualquier software que sea capaz de plantear las condiciones necesarias más similares a la realidad como es el caso de aplicar cargas, desplazamientos y que permita establecer contactos entre los elementos simulados considerando la fricción entre estos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- **OEHLER G. Y KAISER.** Herramientas de troquelar, estampar y embutir. Traducido del alemán por José M. Amposta. 6ta. ed. Barcelona. Ed. Gustavo Gili. 1977. pp. 305-432.
- **LÓPEZ NAVARRO T.** Troquelado y estampación. 5ta. ed. Barcelona. Ed. Gustavo Gili. 1976. pp. 117-183.
- **ROSSI M.** Estampado en frío de la chapa. Traducido del italiano por Ramón Fortet. 9na. ed. Barcelona. Ed. Hoepli. 1971. 704 p.
- **KACZMARECK E.** Estampado y embutido. 2da. ed. Buenos Aires. Ed. Nigar. 1965. 119 p.
- **SHIGLEY J.E.** Diseño en ingeniería mecánica. Traducido del inglés por Jesús Murrieta. 8va. ed. México D.F. Ed. McGraw-Hill. 2008. 1044 p.
- **FAIRES V.M.** Diseño de elementos de máquinas. 4ta. ed. Barcelona. Ed. Montaner y Simon. s.f. pp. 1-30.
- **DEUTSCHMAN A., MICHELS W. Y WILSON C.** Diseño de máquinas. Traducido del inglés por José Armando Garza. 2da. ed. México D.F. Ed. Continental. 1975. pp. 781-808.
- **MOTT R.L.** Diseño de elementos de máquinas. Traducido del inglés por Arturo Córdova. 2da. ed. México. Ed. Prentice Hall Hispanoamericana. 1995. pp. 755-766.
- **DEMETER T.** Teoría de la construcción. 3era. ed. Polonia. s.e. 1967. pp. 22-63.
- **OÑATE E.** Introducción al método de los elementos finitos. 4ta. ed. Madrid. Ed. McGraw-Hill. 1995. 250 p.
- **MARKIEWICZ E.** Poradnik tloczarza. Guía para el conformado mecánico. 3era. ed. Polonia. s.e. 1966. 205 p.
- **PÉREZ J.** Mecánica de materiales. Escuela Politécnica del Ejército. s.e. 2007. 83 p.
- **FUNDACIÓN ASCAMM.** Teoría de la embutición. Centre Tecnològic. MA CD3. 126 p.

- **FUNDACIÓN ASCAMM. Defectos en piezas matrizadas. Centre Tecnològic. MAD PM V1. 66 p.**
- **ASTM E643-09. Standard test method for ball punch deformation of metallic sheet material. s.e. 2009. 5 p.**

TESIS:

- **CARATE L.S. Y GALLARDO D.S. Análisis del proceso de embutición profunda para la elaboración de recipientes cilíndricos de pared delgada. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica Nacional. Escuela de ingeniería. 2007. 153 p.**
- **MOINA W.L., NAVARRETE R.F. y RODRIGUEZ M.E. Diseño y construcción de una prensa hidráulica para doblado de tubería metálica de pared gruesa. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica Nacional. Escuela de ingeniería. 2007. 170 p.**
- **LOZA R.A. Y MORA M.A. Diseño y construcción de dos matrices de corte y embutición rectangular para ser utilizada en la prensa hidráulica de 60 toneladas del DECE-LMH. Tesis. Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Carrera de ingeniería mecánica. 2009. 178 p.**

INTERNET:

- **<http://www.monografias.com/trabajos23/embutidochapas/embutido-chapas.shtml>. Embutición. Español. 2004.**
- **<http://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/5589>. Equipo Erichsen. Español. 2007.**
- **<http://es.scribd.com/doc/77783149/Embutido.Embutición>. Español. 2011.**