



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**TEMA: SIMULACIÓN DEL PROCESO DE ROLADO PARA EL
DISEÑO DE UNA MÁQUINA BAROLADORA PARA
PLANCHAS DE ACERO DE HASTA 3000 mm DE ANCHO Y
12 mm DE ESPESOR PARA EL DEPARTAMENTO DE
PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA P MEC SA.**

**AUTORES: QUITO CARRIÓN, MARCO VINICIO
ABEDRABBO HAZBUN, ANIBAL FARUK**

DIRECTOR: ING. CARLOS NARANJO MSC.

SANGOLQUÍ

2016



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El trabajo titulado "SIMULACIÓN DEL PROCESO DE ROLADO PARA EL DISEÑO DE UNA MÁQUINA BAROLADORA PARA PLANCHAS DE ACERO DE HASTA 3000MM DE ANCHO Y 12MM DE ESPESOR PARA EL DEPARTAMENTO DE PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA P MEC S.A.", fue realizado en su totalidad por: Marco Vinicio Quito Carrión y Anibal Faruk Abedrabbo Hazbun, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico, el mismo que cumple con todos los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditar y autorizar a los señores Marco Vinicio Quito Carrión y Anibal Faruk Abedrabbo Hazbun para que lo sustenten públicamente.

Sangolquí, 02 de Febrero del 2016

Ing. Carlos Naranjo MSc.

Director

Marco Vinicio Quito Carrión

Anibal Faruk Abedrabbo Hazbun



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Marco Vinicio Quito Carrión, con cédula de identidad N° 1720447208 y Anibal Faruk Abedrabbo Hazbun, con cédula de identidad N° 1802854263, declaramos que este trabajo de titulación "**SIMULACIÓN DEL PROCESO DE ROLADO PARA EL DISEÑO DE UNA MÁQUINA BAROLADORA PARA PLANCHAS DE ACERO DE HASTA 3000MM DE ANCHO Y 12MM DE ESPESOR PARA EL DEPARTAMENTO DE PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA PMEC S.A.**" ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 02 de Febrero del 2016

Marco Vinicio Quito Carrión

Marco Vinicio Quito Carrión

Anibal Faruk Abedrabbo Hazbun

Anibal Faruk Abedrabbo Hazbun



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Marco Vinicio Quito Carrión y Anibal Faruk Abedrabbo Hazbun, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE" publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo de titulación "SIMULACIÓN DEL PROCESO DE ROLADO PARA EL DISEÑO DE UNA MÁQUINA BAROLADORA PARA PLANCHAS DE ACERO DE HASTA 3000MM DE ANCHO Y 12MM DE ESPESOR PARA EL DEPARTAMENTO DE PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA PMEC S.A.", cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 02 de Febrero del 2016

Marco Vinicio Quito Carrión

Anibal Faruk Abedrabbo Hazbun

DEDICATORIA

A Dios, por permitirnos llegar a este momento tan especial en nuestras vidas. Por los triunfos y momentos difíciles que nos han enseñado a valorarlo cada día más, A nuestros padres quienes nos han acompañado durante todo nuestro trayecto de vida, A nuestros hermanos quienes con sus consejos nos han sabido guiar para la culminación de este proyecto. A nuestros amigos presentes y pasados, quienes han sido compañeros desde el inicio de nuestros estudios y hemos compartido grandes experiencias.

AGRADECIMIENTO

Este proyecto es el resultado del esfuerzo conjunto de varias personas, por eso agradecemos a todas aquellas personas que, de alguna forma, son parte de su culminación. Nuestros sinceros agradecimientos están dirigidos hacia nuestros padres quienes a lo largo de toda nuestra vida han apoyado y motivado nuestra formación académica, creyeron en nosotros en todo momento y no dudaron de nuestras habilidades. A nuestros hermanos quienes, por siempre habernos brindado su fuerza y apoyo incondicional que nos han ayudado y llevado hasta donde estamos. A nuestros amigos quienes han sido nuestros compañeros a lo largo de toda nuestra carrera y nos han apoyado en cada semestre hasta el día de hoy. Finalmente agradecemos a nuestro Director quien nos motivó y ayudo en todo momento para la realización de este proyecto.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
CAPÍTULO I.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Generalidades	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. Objetivo General	2
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Alcance del proyecto.....	2
1.4. Justificación del proyecto.....	4
CAPÍTULO II.....	5
2. MARCO TEÓRICO	5
2.1. Proceso de rolado de planchas	5
2.1.1. Definición	5
2.1.2. Tipos de Máquinas Roladoras.....	6
2.2. Parámetros del rolado para chapas de acero	11
2.3. Procedimiento del rolado para tubería paso a paso	12
2.3.1. Montaje de la chapa en la máquina.....	12
2.3.2. Alineamiento de la chapa en la Máquina.....	13
2.3.3. Pre-curvado.....	13
2.3.4. Cierre en el cilindrado	14

2.3.5.	La automatización	15
2.3.6.	Tiempo del proceso.....	15
2.4.	Ensayo de tracción y Curva esfuerzo deformación de los aceros ..	16
2.4.1.	Ensayo de tracción.....	16
2.4.2.	Propiedades de tracción.....	18
2.4.2.1.	Fluencia y límite elástico.....	18
2.4.2.2.	Resistencia a la tracción.....	18
2.5.	Deformación elástica	19
2.6.	Deformación plástica	20
2.7.	Tensiones y Deformaciones Reales	21
2.8.	Endurecimiento por deformación plástica en los aceros.....	22
2.9.	Momento Plástico	24
2.10.	Introducción a la mecánica computacional.....	27
2.10.1.	Software CAD-CAE.....	27
2.10.2.	CAD/CAE en la Ingeniería Mecánica	28
CAPÍTULO III.....		30
3.	ANÁLISIS DEL BAROLADO.....	30
3.1.	Análisis del material a barolar.....	30
3.2.	Análisis de las fuerzas en el proceso de rolado.....	32
3.2.1.	Análisis Geométrico	32
3.2.2.	Deducción de la fuerza de doblado.....	37
3.3.	Solución analítica de las fuerzas que se aplicarán en la plancha ...	42
3.3.1.	Primera condición	44
3.3.2.	Segunda condición	46
3.4.	Comparación de ángulos entre método analítico y método gráfico	49

CAPÍTULO IV.....	51
4. SIMULACIÓN DE ESFUERZOS GENERADOS EN LA PLANCHA.....	51
4.1. Método de elementos finitos	51
4.2. Condiciones de frontera.....	53
4.2.1. Condiciones Geométricas	53
4.2.2. Restricciones de movimiento	54
4.2.3. Condiciones para la fuerza aplicada	55
4.3. Simulación de las cargas aplicadas en el barolado	55
4.3.1. Definición del tipo de análisis	55
4.3.2. Elemento finito a emplearse	55
4.3.3. Propiedades del material.....	56
4.3.4. Espesor del Material.....	58
4.3.5. Definición de puntos clave	59
4.3.6. Creación del área de la plancha.....	60
4.3.7. Análisis del tamaño de la malla computacional.....	61
4.3.8. Aplicación de las cargas.....	62
4.4. Convergencia de los resultados.....	64
4.5. Validación del método.....	66
CAPÍTULO V.....	69
5. DISEÑO DE LA MÁQUINA BAROLADORA	69
5.1. Especificaciones del Diseño	69
5.2. Análisis funcional y modularidad.....	71
5.3. Estudio de las alternativas de cada módulo.....	72
5.3.1. Módulo Motriz.....	72
5.3.2. Módulo Tipo de rodillos	74
5.3.3. Módulo Guías de los rodillos	76

5.3.4.	Módulo tipos de pistón	78
5.3.5.	Módulo ingreso del material y salida de la virola	80
5.3.6.	Módulo de operación de la máquina	83
5.4.	Selección de la mejor alternativa	85
5.5.	Selección del motor	85
5.6.	Diseño de los elementos.....	89
5.6.1.	Determinación de la vida útil de los rodillos	89
5.6.2.	Diseño de los rodillos inferiores	90
5.6.2.1.	Deflexiones y Pendientes máximas del rodillo inferior.....	98
5.6.2.2.	Análisis de las zonas críticas.....	99
5.6.3.	Diseño del rodillo superior.....	107
5.6.4.	Factores de seguridad en los rodillos.....	114
5.6.5.	Selección de los pistones hidráulicos.....	115
5.6.5.1.	Pistones hidráulicos de los rodillos inferiores	115
5.6.5.2.	Pistón hidráulico del rodillo superior	118
5.6.6.	Selección de los rodamientos para los rodillos inferiores.....	120
5.6.7.	Selección de los rodamientos para el rodillo superior	122
5.6.8.	Diseño de la junta empernada del apoyo de rodillo superior..	124
5.6.9.	Diseño del acople de la sección A6.....	127
5.6.10.	Diseño soporte del acople lateral del rodillo superior.....	129
5.6.11.	Diseño desacople lateral del rodillo superior.....	131
5.6.12.	Selección de los pernos inferiores de las placas	133
5.6.12.1.	Placa 1	133
5.6.12.2.	Placa 2	134
5.6.12.3.	Placa 3	134
5.6.12.4.	Placa 4	135
5.7.	Diseño del bastidor	136

5.8. Validación de la simulación.....	142
5.9. Sistemas complementarios de la máquina	142
5.9.1. Diseño de la unidad de potencia Hidraulica	142
5.9.1.1. Selección de la bomba Hidraulica.....	142
5.9.1.2. Dimensionamiento de tanque hidráulico.....	144
5.9.2. Diseño del sistema hidráulico.....	145
5.9.3. Diseño del sistema Eléctrico	147
5.10. Descripción completa de la máquina.....	150
5.10.1. Listado de planos.....	150
5.10.1.1. Planos de conjunto.....	150
5.10.1.2. Vistas explotadas	151
5.10.1.3. Planos de detalle.....	151
CAPÍTULO VI.....	153
6. EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	153
6.1. Costos Materia Prima	153
6.2. Costos Fabricación y Ensamble	153
6.3. Costos Tornillería.....	154
6.4. Costos Rodamientos.....	154
6.5. Costos Sistema Hidráulico.....	155
6.6. Costos Sistema Eléctrico.....	156
6.7. Costo Servicios Profesionales	157
6.8. Costo Total Máquina Baroladora	157
CAPÍTULO VII.....	158
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	158
7.1. Conclusiones	158

7.2. Recomendaciones	159
BIBLIOGRAFÍA.....	161

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Equipo de Paquetizado.....	1
Figura 2-1. Rolado cilíndrico en chapa metálica	11
Figura 2-2. Diámetro mínimo de barolado	11
Figura 2-3. Montaje de la chapa en la máquina de 4 rodillos.....	12
Figura 2-4. Montaje de la chapa en la máquina de 3 rodillos.....	12
Figura 2-5. Alineamiento de la chapa en la máquina	13
Figura 2-6. Pre-curvado de la chapa.....	13
Figura 2-7. Cierre del cilindro.....	14
Figura 2-8. Probeta circular de tracción	16
Figura 2-9. Límite de proporcionalidad y Límite elástico del material	18
Figura 2-10. Resistencia a la tracción.....	19
Figura 2-11. Módulo elástico del material	20
Figura 2-12. Deformación Plástica del material	21
Figura 2-13. Comparación curva esfuerzo deformación real vs ingenieril ...	23
Figura 2-14. Determinación empírica de K y n.....	24
Figura 2-15. Coeficientes de endurecimiento varios materiales	24
Figura 2-16. Determinación del momento plástico.....	25
Figura 2-17. Diagrama esquemático aplicación sistemas CAD/CAE	28
Figura 2-18. Análisis mediante el método de elementos finitos	29
Figura 3-1. Diagrama Esfuerzo-Deformación Acero ASTM A387 Gr22	32
Figura 3-2. Relaciones geométricas en el Barolado	33
Figura 3-3. Parámetros del Barolado	33
Figura 3-4. Deformación generada en la plancha	35
Figura 3-5. Ángulos obtenidos en el proceso de barolado.....	35
Figura 3-6. Triángulo o, o', o''	36
Figura 3-7. Triángulo a, a', o''	36
Figura 3-8. Triángulo T, T', o'.....	37
Figura 3-9. Esquematzación idealizada de las fuerzas en el Barolado	38
Figura 3-10. Contacto superficies cilíndricas	38
Figura 3-11. Propiedades geométricas de la elipse	39
Figura 3-12. Esquematzación real de las fuerzas en el barolado.....	39
Figura 3-13. Geometría plancha barolada condición 1	49

Figura 3-14. Ángulos α y β obtenidos mediante método grafico	50
Figura 4-1. Visualización de una simulación MEF	51
Figura 4-2. Discretización de un modelo continuo con MEF	52
Figura 4-3. Restricciones de movimiento	54
Figura 4-4. Selección del tipo de análisis.....	55
Figura 4-5. Geometría del elemento finito SHELL281	56
Figura 4-6. Selección del elemento finito	56
Figura 4-7. Ingreso módulo de Young y coeficiente de Poisson	57
Figura 4-8. Ingreso valores de esfuerzo y deformación del material.....	57
Figura 4-9. Diagrama esfuerzo-deformación software MEF	58
Figura 4-10. Ingreso espesor del material	58
Figura 4-11. Puntos clave	59
Figura 4-12. Líneas guía.....	60
Figura 4-13. Área generada de la plancha.....	60
Figura 4-14. Atributos del área de mallado	61
Figura 4-15. Mallado de la plancha.....	61
Figura 4-16. Redibujado de líneas.....	62
Figura 4-17. Aplicación de restricciones de movimiento	62
Figura 4-18. Ingreso de fuerza nodal	63
Figura 4-19. Visualización de cargas aplicadas.	63
Figura 4-20. Convergencia de resultados para la deformación	64
Figura 4-21. Convergencia de resultados para el esfuerzo	65
Figura 4-22. Deformación en el eje Z (Vista isométrica)	66
Figura 4-23. Deformación en el eje Z (Vista frontal)	67
Figura 4-24. Esfuerzo de flexión (Vista frontal)	68
Figura 4-25. Esfuerzo de flexión (Vista isométrica).....	68
Figura 5-1. Esquema principal de la máquina.....	69
Figura 5-2. Diagrama de análisis funcional y modular	71
Figura 5-3. Especificaciones técnicas motor seleccionado.....	88
Figura 5-4. Diagrama S-N.....	90
Figura 5-5. Dimensiones rodillo inferior	90
Figura 5-6. Diagrama de cuerpo libre rodillos inferior	92
Figura 5-7. Diagrama cuerpo libre cargas en planos ortogonales	92
Figura 5-8. Diagrama rodillo inferior en los 3 ejes.....	93

Figura 5-9. Ubicación puntos críticos en el rodillo inferior.....	93
Figura 5-10. Diagrama par de torsión plano XY rodillo inferior	94
Figura 5-11. Diagramas cortante y flector plano XY rodillo inferior	95
Figura 5-12. Cortante y flector sección A2 plano XY rodillo inferior	95
Figura 5-13. Diagrama deflexión y rotación plano XY rodillo inferior	96
Figura 5-14. Diagrama par de torsión plano XZ rodillo inferior	97
Figura 5-15. Diagramas cortante y flector plano XZ rodillo inferior	97
Figura 5-16. Cortante y flector sección A2 plano XZ rodillo inferior	98
Figura 5-17. Diagramas deflexión y rotación plano XZ rodillo inferior.....	98
Figura 5-18. Sensibilidad de la muesca aceros sometidos a flexión.....	101
Figura 5-19. Sensibilidad de la muesca aceros sometidos a torsión	101
Figura 5-20. Concentrador de esfuerzos eje redondo con filete en flexión	102
Figura 5-21. Concentrador de esfuerzos eje redondo con filete en torsión	102
Figura 5-22. Factor de condición superficial	103
Figura 5-23. Factor de tamaño.....	104
Figura 5-24. Factor de carga.....	104
Figura 5-25. Factor de temperatura	104
Figura 5-26. Factor de confiabilidad.....	105
Figura 5-27. Dimensiones del rodillo superior.....	107
Figura 5-28. Diagrama cuerpo libre rodillo superior	107
Figura 5-29. Diagrama rodillo superior en los 3 ejes.....	108
Figura 5-30. Ubicación de puntos críticos en el rodillo superior.....	108
Figura 5-31. Diagrama par de torsión plano XY rodillo superior	109
Figura 5-32. Diagramas cortante y flector plano XY rodillo superior	109
Figura 5-33. Diagrama deflexión y rotación plano XY rodillo superior	110
Figura 5-34. Diagrama par de torsión plano XZ rodillo superior	110
Figura 5-35. Diagramas cortante y flector plano XZ rodillo superior	111
Figura 5-36. Diagrama deflexión y rotación plano XZ rodillo superior.....	111
Figura 5-37. Proyección fuerzas equivalentes en plano YZ.....	115
Figura 5-38. Diagrama cuerpo libre aplicado por el cilindro.....	116
Figura 5-39. Esquemmatización de fuerzas aplicadas al elemento	118
Figura 5-40. Longitud de pandeo pistón hidráulico	119
Figura 5-41. Factor de confiabilidad rodamiento.....	120
Figura 5-42. Esquemmatización fuerza aplicada en junta empernada	124

Figura 5-43. Distancia critica al borde del elemento 2	125
Figura 5-44. Distancia en la línea crítica del elemento 2	125
Figura 5-45. Dimensión del agujero en el elemento 2.....	125
Figura 5-46. Dimensión de agujero del perno en el elemento 2	125
Figura 5-47. Acople del rodillo inferior en la sección A6	127
Figura 5-48. Dimensión de la línea crítica del acople	128
Figura 5-49. Dimensión de la línea crítica de las orejas	128
Figura 5-50. Línea del cordón de soldadura del elemento 3.....	129
Figura 5-51. Soporte y acople lateral del rodillo superior.....	129
Figura 5-52. Sección critica del soporte lateral	130
Figura 5-53. Acople lateral del rodillo superior.....	131
Figura 5-54. Línea de fluencia del elemento en el pasador	131
Figura 5-55. Línea de fluencia en la parte superior.....	131
Figura 5-56. Esquemmatización de la fuerza en la placa 1	133
Figura 5-57. Esquemmatización de las fuerzas aplicadas en la placa 2.....	134
Figura 5-58. Esquemmatización de la fuerza en la placa 3	134
Figura 5-59. Esquemmatización de la placa 4	135
Figura 5-60. Modelo del bastidor de la baroladora.....	136
Figura 5-61. Cargas externas en el modelo del bastidor	136
Figura 5-62. Discretización del bastidor de la baroladora	137
Figura 5-63. Curva de caudales de la bomba Hidraulica	144
Figura 5-64. Dimensiones del tanque hidráulico	145
Figura 5-65. Nomograma para la selección de mangueras	146
Figura 5-66. Tablero de control.....	148
Figura 5-67. Máquina completa	150

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Cuadro comparativo clasificación máquinas roladoras	7
Tabla 2-2. Módulo de elasticidad de varios materiales	20
Tabla 3-1. Propiedades Mecánicas Acero ASTM A387	30
Tabla 3-2. Factores de endurecimiento por deformación.....	31
Tabla 3-3. Tabulación del diagrama esfuerzo deformación.	31
Tabla 3-4. Especificaciones técnicas baroladoras piramidales.....	43
Tabla 4-1. Coordenadas de puntos clave	59
Tabla 4-2. Iteraciones de número de nodos para la deformación.....	64
Tabla 4-3. Iteraciones de número de nodos para el esfuerzo	65
Tabla 5-1. Especificaciones técnicas	69
Tabla 5-2. Especificaciones alternativas módulo matriz	72
Tabla 5-3. Matriz de priorización para el módulo matriz.	73
Tabla 5-4. Matriz de decisión para el módulo matriz.....	74
Tabla 5-5. Especificaciones alternativas tipos de rodillos	74
Tabla 5-6. Matriz de priorización para el módulo tipo de rodillos.	75
Tabla 5-7. Matriz de decisión para el módulo tipo de rodillos.	76
Tabla 5-8. Especificaciones alternativas guías de los rodillos	76
Tabla 5-9. Matriz de priorización para el módulo guías de los rodillos.....	77
Tabla 5-10. Matriz de decisión para el modulo guías de los rodillos.....	78
Tabla 5-11. Especificaciones alternativas tipos de pistón.....	78
Tabla 5-12. Matriz de priorización para el módulo tipo de pistón.....	79
Tabla 5-13. Matriz de decisión para el módulo tipo de pistón.	80
Tabla 5-14. Alternativas ingreso del material salida de la virola	81
Tabla 5-15. Matriz priorización módulo ingreso material salida virola.....	82
Tabla 5-16. Matriz decisión módulo ingreso material salida virola.	82
Tabla 5-17. Alternativas módulo de operación de la máquina	83
Tabla 5-18. Matriz priorización módulo de operación de la máquina.....	84
Tabla 5-19. Matriz decisión módulo de operación de la máquina	84
Tabla 5-20. Alternativas seleccionadas para el diseño	85
Tabla 5-21. Coeficientes de rozamiento por deslizamiento	86
Tabla 5-22. Diseño del rodillo inferior en la sección A4	106
Tabla 5-23. Diseño del rodillo superior en la sección C4	112

Tabla 5-25. Análisis de factores de seguridad obtenidos.....	114
Tabla 5-26. Selección de rodamiento en la sección A1	121
Tabla 5-27. Selección del rodamiento en la sección C6	123
Tabla 5-28. Diseño junta empernada rodillo superior sección C1	124
Tabla 5-29. Datos del acople en la sección A1	127
Tabla 5-30. Diseño del soporte lateral	130
Tabla 5-31. Diseño del acople lateral del rodillo superior	132
Tabla 5-32. Diseño de la placa 2	134
Tabla 5-33. Diseño de la placa 3	135
Tabla 5-34. Diseño de la placa 4	135
Tabla 5-35. Factores de seguridad de los elementos del bastidor.....	138
Tabla 5-36. Validación de la simulación.....	142
Tabla 5-37. Matriz riesgos a prevenir del funcionamiento de la máquina	147
Tabla 5-38. Descripción componentes tablero de control	149
Tabla 6-1. Costos materia prima.....	153
Tabla 6-2. Costos fabricación y ensamble	154
Tabla 6-3. Costos Tornillería.....	154
Tabla 6-4. Costos rodamientos	155
Tabla 6-5. Costos sistema hidráulico	155
Tabla 6-6. Costo sistema eléctrico.....	156
Tabla 6-7. Costo servicios profesionales	157
Tabla 6-8. Costo total máquina baroladora.....	157

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 2-1. Tensión Nominal	17
Ecuación 2-2. Deformación Nominal.....	17
Ecuación 2-3. Porcentaje de elongación.....	17
Ecuación 2-4. Ley de Hooke	19
Ecuación 2-5. Tensión real	21
Ecuación 2-6. Deformación real.....	22
Ecuación 2-7. Variación de volumen.....	22
Ecuación 2-8. Tensión real	22
Ecuación 2-9. Deformación real.....	22
Ecuación 2-10. Ecuación de Hollomon	23
Ecuación 2-11. Definición del momento plástico.....	25
Ecuación 2-12. Primer momento de área	25
Ecuación 2-13. Momento plástico en la línea de igualdad de áreas	26
Ecuación 2-14. Momento plástico inicial	26
Ecuación 2-15. Factor de forma.....	26
Ecuación 2-16. Momento plástico en la fibra externa	26
Ecuación 2-17. Momento plástico total	27
Ecuación 3-1. Ángulo α	34
Ecuación 3-2. Angulo β	35
Ecuación 3-3. Deformación en la plancha	35
Ecuación 3-4. Distancia z	37
Ecuación 3-5. Distancia y	37
Ecuación 3-6. Componente en Y de la reacción en el punto b	40
Ecuación 3-7. Reacción en el punto b	40
Ecuación 3-8. Componente en Y de la reacción en el punto a	40
Ecuación 3-9. Reacción en el punto a	41
Ecuación 3-10. Momento máximo generado	41
Ecuación 3-11. Fuerza de barolado	42
Ecuación 3-12. Esfuerzo de flexión en el rolado	42
Ecuación 3-13. Deformación en el barolado	44
Ecuación 3-14. Porcentaje Variación	50
Ecuación 4-1. Porcentaje de elongación.....	53

Ecuación 4-2. Porcentaje de variación.....	66
Ecuación 5-1. Torque del motor.....	88

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo el diseño de una máquina baroladora con capacidad de rolar planchas de acero de 3000 mm de ancho y 13 mm de espesor. La necesidad fue planteada por la empresa P MEC S.A., los cuales requieren realizar el barolado de planchas de acero para sus productos, se analizó cual es la condición más crítica para el rolado, del cual se obtuvo que el rolado de tubería de radio 304.8 mm, 13 mm de espesor y para un material con un límite de fluencia de 205 Mpa. Para plantear una solución a la necesidad de la empresa, se realizó un modelo matemático que explique el proceso de rolado, los resultados obtenidos mediante el modelo matemático se comparó con los resultados que se obtuvieron de la simulación del proceso de rolado mediante un software de elementos finitos, obteniéndose resultados similares por ambos métodos. Para el diseño y selección de los diferentes elementos que forman parte de la máquina baroladora se combinaron métodos de diseño tradicionales con software de elementos finitos. Ya que la empresa P MEC S.A., desea realizar un análisis costo beneficio entre una máquina baroladora construida por ellos con una que la puedan conseguir en el mercado nacional, hubo la necesidad de emplear en el diseño, elementos que se puedan conseguir en el mercado nacional o que a su vez sean de fácil importación, teniendo de esta forma un costo final de la máquina entre costos directos e indirectos de \$156.533,60. Al final del proyecto se pueden observar los planos de construcción de los componentes de la máquina y de sus sistemas complementarios.

Palabras clave:

- **BAROLADORA**
- **ROLADO**
- **ENDURECIMIENTO POR DEFORMACIÓN**
- **DEFORMACIÓN PLÁSTICA**
- **SIMULACIÓN BAROLADO**

ABSTRACT

This project was established to design a three roll bending machine with capability of rolling steel plates of 3000 mm width and 13 mm thickness. The requirement was raised by the company P MEC SA, which requires performing the roll bending of steel plate for their products, the most critical condition for the rolling process was analyzed and the results for the rolling pipe were 304.8 mm for the radio, 13 mm for the thickness and a yield strength of 205 MPa for the material. The solution for the company's requirements were initially started from proposing a mathematical model which explains the process of rolling. The mathematical model results were compared with those obtained by simulating the rolling bending process by finite element's software which have similar results for both methods, thus continuing with the next stage of design. The design and selection of the different elements of the rolling machine were combined traditional design's method with the finite element's software. The company P MEC S.A. wants to perform a cost benefit analysis between a rolling machine built for them with one which can get in the domestic market, there was the need to design elements that can be achieved in the domestic market or at the same time are easy to import, thus having a final cost of the machine between direct and indirect costs of \$ 156,533.60. At the end of the project you can see the construction drawings of the components of the machine and its ancillary systems.

Keywords:

- **ROLL BENDING MACHINE**
- **ROLL BENDING**
- **WORK HARDENING**
- **PLASTIC DEFORMATION**
- **ROLL BENDING SIMULATION**

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Generalidades

A lo largo de la historia el emplear láminas de acero con diversas curvas ha sido de vital importancia ya que las mismas son y han sido empleadas para la fabricación de barcos, puentes, trenes, etc.

Para generar las curvaturas en las planchas de acero se empezó en la antigüedad a realizarlo mediante forja en caliente o en frío, luego de pasados los años se vio la necesidad de fabricar maquinaria dedicada específicamente a esta tarea de realizar la curvatura de las planchas de acero que hoy en día las conocemos como baroladoras.

Actualmente en la industria existe una gran cantidad de productos obtenidos mediante el proceso de rolado, ya que se puede obtener cualquier forma de revolución.

El presente proyecto tiene como finalidad el diseño de una máquina baroladora y toda la documentación requerida para el departamento de producción de la empresa P MEC S.A., ya que ellos se ven actualmente en la necesidad de adquirir una baroladora para la fabricación de equipos de paquetizado como en la Figura 1-1, fabricación de tanques y recipientes a presión que en la actualidad los fabrican pero que debido a limitaciones deben enviar las planchas de acero para que sean baroladas en talleres externos.

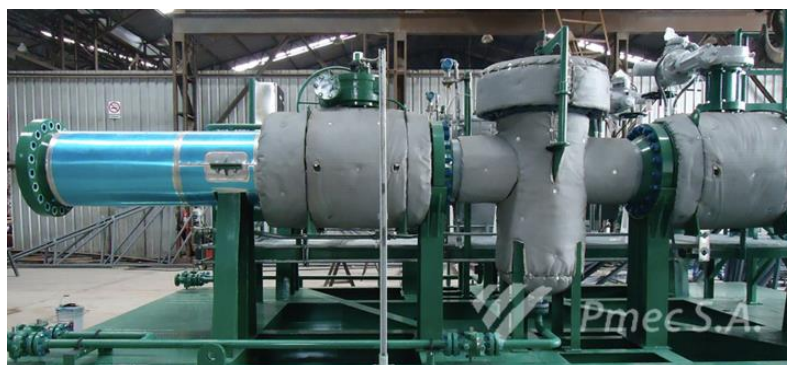


Figura 1-1. Equipo de Paquetizado

Fuente: (P MEC S.A.)

El diseño de la máquina baroladora involucra áreas de conocimiento como Mecánica de Materiales, Dibujo Mecánico, Sistemas CAD, Sistemas CAE y elementos finitos.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Simular el proceso de barolado con el fin de optimizar la solución analítica para diseñar una baroladora de planchas de acero de hasta 3000 mm de ancho y 12 mm de espesor para el departamento de producción de la empresa P MEC S.A.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Investigar las variables que influyen en un proceso de rolado.
- Determinar analíticamente la fuerza requerida para el barolado de una plancha.
- Buscar la solución de la simulación mediante el método de elementos finitos.
- Diseñar la baroladora en base a los datos obtenidos en la solución analítica y la optimización de la simulación.
- Comprobar el diseño mediante el análisis y simulación de los componentes del equipo.
- Análisis de costos de fabricación de la máquina baroladora

1.3. Alcance del proyecto

El alcance de este proyecto contempla la correcta simulación del proceso de rolado donde hallaremos los esfuerzos y las deformaciones reales que existen en este proceso de conformado para planchas de acero logrando así los datos optimizados para el diseño de la baroladora, reduciendo esfuerzos innecesarios obtenidos mediante métodos tradicionales de diseño.

La simulación se realizará en base al material y diámetro de barolado más exigente que requiera rolar el departamento de producción de P MEC S.A., con esto se asegurara que la baroladora puede ser utilizada para todos los materiales con los que trabaja la empresa.

Entre los requerimientos que desea la empresa P MEC S.A., es la implementación de un sistema, bien sea neumático o hidráulico que facilite el desmontaje de la plancha cuando se realice el rolado de la plancha para la producción de tubería, así como también que el equipo posea las seguridades para el operador, de esta manera precautelar el bienestar físico del mismo evitando posibles accidentes en el uso de la máquina.

La información que se requiera se obtendrá en mayor parte de proyectos ya realizados en el país, centros científicos y empresas privadas. Se fomentará la información para realizar el proyecto utilizando los conceptos en diseño CAD. Se utilizará materiales nacionales para los cálculos pertinentes ya que lo que se busca mediante el presente proyecto es realizar un análisis del costo de fabricación de la máquina, para compararlo con el costo de adquisición de un equipo de similares características. Se evaluará las alternativas de los diseños para realizar toda la ingeniería de detalle de la máquina. El estudio realizado podrá ser usado en el área de producción de la empresa P MEC S.A.

Como parte del proyecto se contempla toda la ingeniería conceptual e ingeniería de detalle, incluyendo toda la documentación que se desarrollará en cada una de estas etapas de ingeniería.

Mediante el diseño del equipo se obtendrá un costo aproximado de la fabricación incluyendo costos de los materiales, elementos que se requieran, costos de mano de obra, entre otros costos directos e indirectos que implican la construcción del equipo, esto servirá para que la empresa realice un análisis exhaustivo de cual alternativa es la mejor tanto financiera como tecnológicamente para ellos.

P MEC S.A. requiere una baroladora de trabajo pesado, se diseñara todos los sistemas con altos estándares de calidad, cumpliendo normativas de seguridad, proporcionando el debido sistema de control.

1.4. Justificación del proyecto

La dificultad de rolar una plancha de acero de las dimensiones antes mencionadas es un problema frecuente en PMEC S.A. Lo que obliga a la empresa a utilizar servicios externos, aumentando costos de producción y tiempo en la fabricación de tuberías y tanques para derivados del petróleo, por lo que el diseño de la máquina será una gran ventaja para la empresa, ya que se tiene planeado a futuro la adquisición, o fabricación de una máquina baroladora que cumpla con la necesidad de la empresa.

El proyecto tendrá una etapa de investigación donde se analizará un método para simular las deformaciones y esfuerzos de la forma más aproximada a la realidad, seleccionando las variables más influyentes en este proceso, con el fin de obtener datos reales que sirvan para el diseño de la baroladora.

Con la realización de este proyecto los beneficiados son el sector manufacturero del país, ya que mediante el diseño de la baroladora se abren nuevas puertas en el país para el diseño y fabricación de maquinaria industrial. Otro sector beneficiado son las empresas de fabricación en general, ya que es posible la construcción de un sin número de máquinas simples y complejas.

En el país se han realizado algunos diseños de baroladoras manuales como se citan a continuación: “Diseño, calculo y construcción de una roladora manual” (ESPOL, Luis Alberto León Vega, 1992), “Dimensionamiento y construcción de una roladora manual para laboratorio” (EPN, Byron Saúl Iza Iza, 1992), las cuales poseen una capacidad para trabajar con espesores menores a los 3 mm y perfiles de aluminio. Máquinas con sistemas netamente mecánicos como son tornillos sin fin y cremalleras, totalmente manuales, pero este diseño que planteamos tiene mecanismos totalmente automáticos para el rolado de la lámina de acero, lo cual es una gran variación respecto a la capacidad y al modo de funcionamiento de la máquina.

El costo de un equipo que pueda cumplir con las características que requiere la empresa tiene un costo aproximado de \$100000 dólares americanos, es por este motivo que la empresa ha buscado otro tipo de soluciones como lo es el diseño de su propio equipo.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Proceso de rolado de planchas

2.1.1. Definición

Se define como proceso de rolado al pasar una plancha de acero por dos o más rodillos, generando presión entre ellos para obtener la forma deseada de la plancha. Generalmente se utiliza este proceso para obtener formas tubulares de la plancha, a pesar que se puede obtener cualquier forma de revolución. En algunos países se conoce al rolado como “enrollado o curvado de láminas, barolado”, pero de todas maneras se refieren al mismo proceso.

Desde hace décadas este método se emplea para conseguir la forma curva de las chapas que son aporte en la construcción de infinidad de elementos de almacenamiento, obras civiles, vehículos y partes de maquinaria; entre los cuales se destacan: silos, tanques petroleros y de agua, calderas, intercambiadores de calor, túneles, estructuras arquitectónicas, canalizaciones, vías para automotores, centrales hidroeléctricas o nucleares, aviones, helicópteros, cohetes espaciales, palas para retroexcavadoras, cuchillas de bulldócer, camiones cisternas, mezcladores de concreto, recolectores de basura, volquetas y otros equipos para obras civiles.

Existen dos tipos de rolado de plancha los cuales son: rolado en frío y rolado en caliente. Para la selección del proceso de rolado a utilizar en la fabricación de las diferentes formas se toman en cuenta algunas de las siguientes variables como son:

- Espesor de la plancha
- Longitud de la plancha
- Complejidad de la forma a obtener
- Tipo de material a rolar

El ingeniero a cargo de la operación, es quien toma la decisión de que proceso utilizar para obtener la forma deseada. Sin embargo debido a que la

aplicación más común del rolado de planchas es para la fabricación de tubería, el rolado en frío es el más utilizado en el mercado.

2.1.2. Tipos de Máquinas Roladoras

Las máquinas roladoras se clasifican de 2 maneras, en base al número y disposición de los rodillos y por el método de tracción de la pieza de trabajo. Los rodillos en cualquiera de las clasificaciones en su mayoría se colocan de forma horizontal, aunque las máquinas verticales tienen una ventaja sobre las máquinas horizontales en la formación de la placa escamosa, es decir las escamas de material que se desprenden por el proceso caen, en vez de incrustarse en la material. Sin embargo en los rodillos verticales es más difícil el manejo de la plancha de trabajo, por lo que esta disposición solo se utiliza para rodillos cortos.

A continuación se detalla el cuadro de clasificación de las máquinas roladoras en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1.
Cuadro de clasificación máquinas roladoras

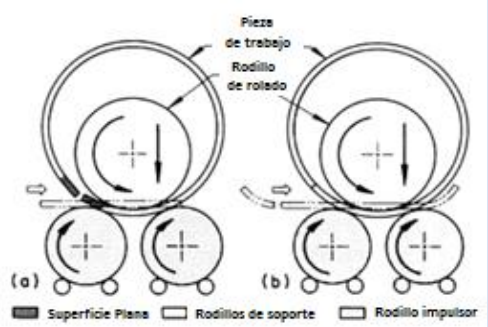
Cantidad de Rodillos	Distribución de los rodillos	Método de tracción	Descripción	Esquema
3	Tipo Piramidal	Tracción en los rodillos inferiores Tracción de los 3 rodillos	<p>Los rodillos inferiores son de igual diámetro, pero son aproximadamente 50 % más pequeño en diámetro que el rodillo superior. Los rodillos inferiores son los rodillos motrices; Los rodillos inferiores son los que se desplazan para controlar el diámetro a barolar. El rodillo superior gira libremente, depende de la fricción con el metal de trabajo para la rotación. El metal de trabajo se coloca sobre los rodillos inferiores, mientras que el rodillo superior se encuentra en una posición elevada.</p>	

Tabla 2-1.
Cuadro de clasificación máquinas roladoras (continuación)

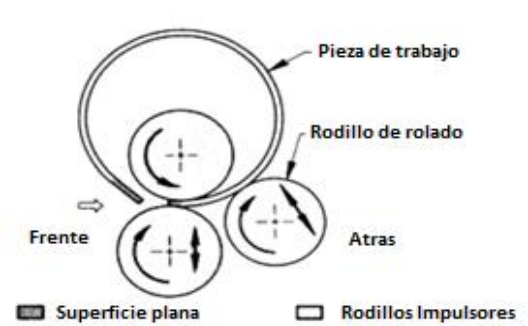
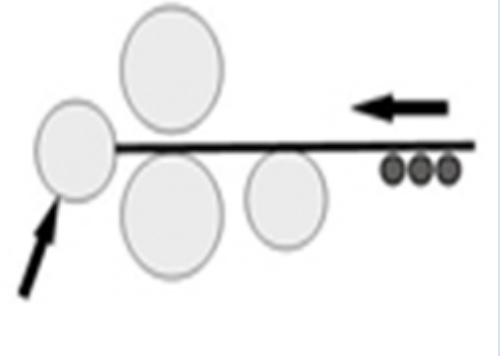
Cantidad de Rodillos	Distribución de los rodillos	Método de tracción	Descripción	Esquema
3	Tipo Pinch	Tracción de los 3 rodillos	<p>Se utilizan para chapas de aproximadamente 25 mm de espesor, cada rodillo es del mismo diámetro. Sin embargo, en las máquinas más grandes, los rodillos superiores son a veces más pequeño en de diámetro para mantener aproximadamente la misma velocidad de superficie tanto en las superficies interior y exterior de la chapa de trabajo. La posición del rodillo superior es fijo, mientras que el rodillo inferior frontal es ajustable en altura según el espesor de la pieza en bruto. El ajuste óptimo del rodillo inferior es importante para generar el agarre de la culata y para minimizar la longitud de las áreas planas en la pieza de trabajo. Esta disposición es por lo general satisfactoria en la formación de medianos y altos espesores de plancha y para grandes diámetros. Sin embargo, cuando la formación de la hoja o placa que es delgada o cuando el diámetro es grande, la cantidad de fricción es a veces insuficiente para girar la plancha de trabajo.</p>	 <p>El diagrama ilustra un sistema de rodillos tipo Pinch con tres rodillos. Un rodillo superior fijo y dos rodillos inferiores (frontal y trasero) ajustables. Se muestra la pieza de trabajo entre los rodillos, con flechas indicando el movimiento de los rodillos y la dirección de avance de la pieza. Una leyenda indica que las áreas sombreadas representan superficies planas y los rectángulos blancos representan rodillos impulsores.</p>

Tabla 2-1.
Cuadro de clasificación máquinas roladoras (continuación)

Cantidad de Rodillos	Distribución de los rodillos	Método de tracción	Descripción	Esquema
3	Tipo Pinch con zapato de sujeción	Tracción de los 3 rodillos	<p>Los dos rodillos delanteros y la zapata de conformación para la pieza de trabajo permiten hacer un tope para la plancha de trabajo. La máquina con zapato de sujeción es a menudo utilizada para la fabricación de los cascos de transformadores y tanques pequeños, chaquetas para tanques de agua caliente. Este tipo de máquina puede ser completamente automatizado; Por lo tanto, el metal de trabajo se puede colocar sobre la mesa y alimentado en la máquina automáticamente. Durante el ciclo de trabajo, se forma el cilindro y se expulsa por medio de un mecanismo eyector controlado automáticamente. Por lo tanto, una máquina de tipo zapato es principalmente una máquina de producción en serie. Las máquinas de tipo zapato rara vez compiten directamente con las máquinas de tipo pinch convencionales ya que estas se utilizan cuando el trabajo es en serie o repetitivo.</p>	<p>El diagrama ilustra el mecanismo de una máquina roladora de tipo zapato. Se muestra una pieza de trabajo curvada que pasa entre dos rodillos de rodado. Un zapato se encuentra debajo de la pieza de trabajo. Los rodillos de rodado están impulsados por rodillos impulsores. Las etiquetas incluyen: Pieza de trabajo, Rodillo de rodado, Zapato, y Rodillos impulsores.</p>

Tabla 2-1.
Cuadro de clasificación máquinas roladoras (continuación)

Cantidad de Rodillos	Distribución de los rodillos	Método de tracción	Descripción	Esquema
4	Lineal	Tracción rodillos superior y rodillo inferior central	<p>Mediante los rodillos centrales se sostiene perfectamente la placa, por lo que el manejo de la plancha es más sencilla, una máquina con cuatro rodillos es más eficiente, ya que al tener 2 rodillos exteriores solo para dar la curvatura de la plancha el cilindrado se lo puede hacer de una sola pasada. Estas máquinas son de mayor tamaño, y mayor costo ya que el precio se eleva al poseer un rodillo más. Al poseer tres apoyos inferiores, la capacidad es mayor, este tipo de máquinas se utilizan para espesores de chapa de 50.8 a 76.2 mm. Este tipo de máquina permite una automatización completa, por lo que se utilizan para producciones continuas donde siempre se trabaja con el mismo espesor y diámetro.</p>	

Fuente: (ASM METALS HANDBOOK VOLUMEN 14, Pág.1360-1363)

2.2. Parámetros del rolado para chapas de acero

En las máquinas baroladoras como en la Figura 2-1. Rolado cilíndrico en chapa metálica Existen parámetros principales, los cuales son los mismos sin importar el tipo de roladora que se esté utilizando, a continuación se identificará cada uno de estos parámetros.

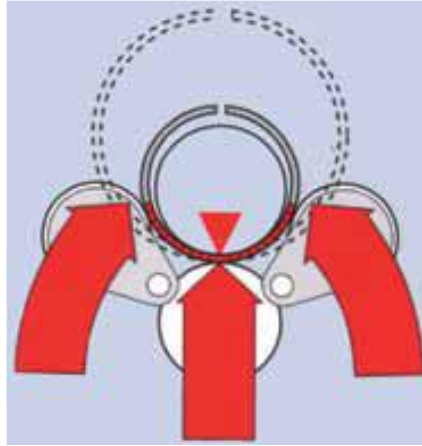


Figura 2-1. Rolado cilíndrico en chapa metálica

Fuente: (Roladoras de Chapa en Frío Gilberto Arango Betancur)

“El diámetro mínimo de barolado se encuentra limitado por el diámetro del rodillo superior ya que este diámetro de cilindrado debe ser 10% que el del rodillo superior, permitiendo así la expulsión del cilindro al final del proceso” (ASM METALS HANDBOOK VOLUMEN 14). La Figura 2-2 muestra un esquema del diámetro de cilindrado mínimo.

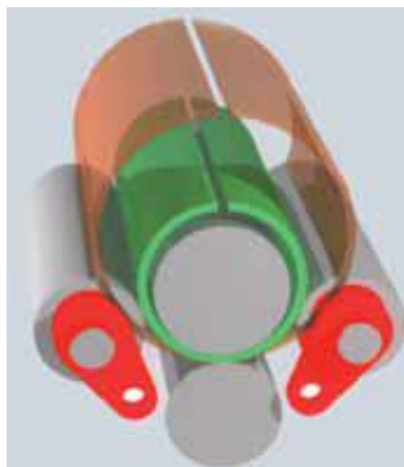


Figura 2-2. Diámetro mínimo de barolado

Fuente: (Roladoras de Chapa en Frío Gilberto Arango Betancur)

“Una máquina fabricada para determinada capacidad nunca puede ni debe ser usada en la totalidad de esa capacidad nominal para cilindrar (tubos); hay que emplearla al rango máximo que le permite el rodillo superior; es decir, cinco veces el diámetro de este rodillo es lo máximo que se debe cilindrar.” (Gilberto Arango Betancur, Asesor en deformación de chapa en frío, Gerente CNC Ultraprecision).

2.3. Procedimiento del rolado para tubería paso a paso

2.3.1. Montaje de la chapa en la máquina

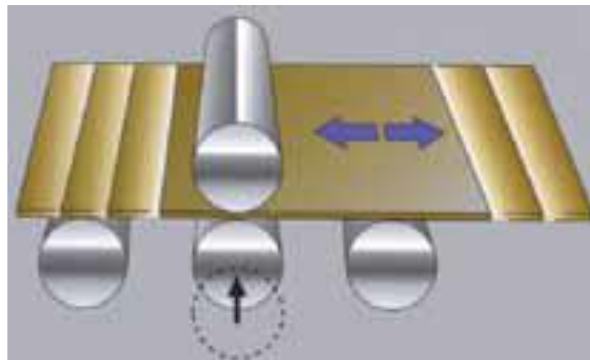


Figura 2-3. Montaje de la chapa en la máquina de 4 rodillos

Fuente: (Roladoras de Chapa en Frío Gilberto Arango Betancur)

En máquinas con cuatro rodillos se desliza la chapa sobre los tres rodillos inferiores que sirven como soporte como en la Figura 2-3, lo cual facilita el montaje y elimina los accidentes de trabajo en esta etapa.

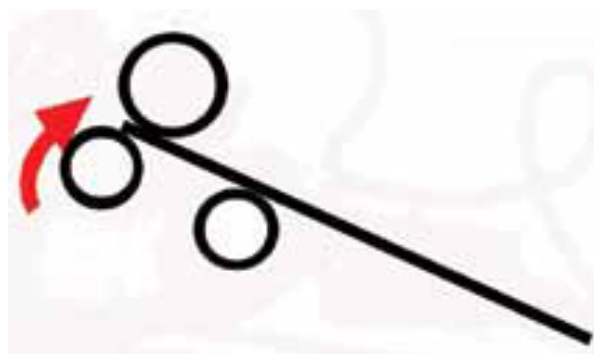


Figura 2-4. Montaje de la chapa en la máquina de 3 rodillos

Fuente: (Roladoras de Chapa en Frío Gilberto Arango Betancur)

En máquinas con tres rodillos el montaje se complica ya que se posiciona la chapa sobre el borde del bordillo lateral, mientras que el otro rodillo se

encuentra de soporte en diagonal, es decir el otro extremo de la placa está apoyado en el suelo como en la Figura 2-4. En este proceso es necesario que los operadores sostengan la placa hasta que este se encuentre en posición horizontal, caso contrario existe el riesgo que la placa se deslice.

2.3.2. Alineamiento de la chapa en la Máquina

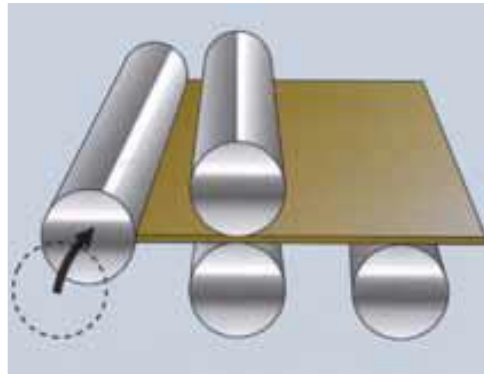


Figura 2-5. Alineamiento de la chapa en la máquina

Fuente: (Roladoras de Chapa en Frío Gilberto Arango Betancur)

Para máquinas de cuatro rodillos uno de los rodillos laterales es elevado hasta que la línea de centro de la máquina esté alineada a la línea neutra de la placa, y se hace topar el filo de la plancha contra el rodillo como se observa en la Figura 2-5. Este trabajo puede ser realizado por un solo operador.

Para máquinas de tres rodillos como no es posible hacer tope del rodillo lateral con la placa en algunos de los casos se alinea la placa con la ayuda de un medidor láser, mientras que en otros simplemente con la ayuda visual del operador.

2.3.3. Pre-curvado

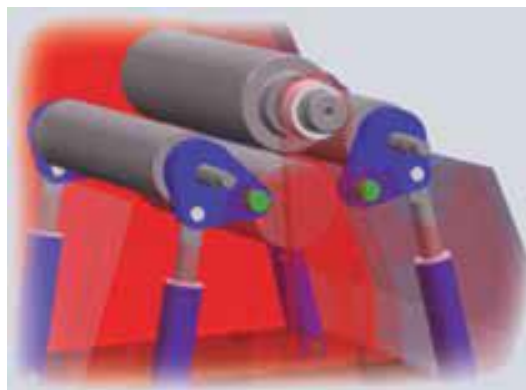


Figura 2-6. Pre-curvado de la chapa

Fuente: (Roladoras de Chapa en Frío Gilberto Arango Betancur)

En los sistemas de 4 rodillos este pre-curvado es sencillo ya que el rodillo superior, y el rodillo inferior central son los rodillos motrices que sujetan la chapa con facilidad, por lo que uno de los rodillos de los extremos es el que se desplaza hacia arriba formando esta curvatura inicial como se representa en la Figura 2-6.

En los sistemas de tres rodillos esta curvatura inicial solo se pueda dar si los rodillos inferiores tienen un sistema basculante, el cual permite dar una presión a la chapa al mismo tiempo que el rodillo se va cerrando concéntricamente al rodillo superior.

2.3.4. Cierre en el cilindrado

En cuatro rodillos: Debido a la facilidad que los rodillos centrales solo traccionan la chapa y los rodillos exteriores son exclusivamente para la flexión de la chapa se puede realizar cilindros en una sola pasada. Es por estas facilidades que las máquinas roladoras de cuatro rodillos son más eficientes. A pesar de su costo más elevado y su gran tamaño.

En tres rodillos: Se logra un cierre completo del cilindro después de varias pasadas, ya que la unión entre las puntas de la chapa no se curva por completo a la primera pasada como se observa en la Figura 2-7. Los fabricantes de estas máquinas recomiendan realizar un movimiento de vaivén para el cierre del cilindrado.

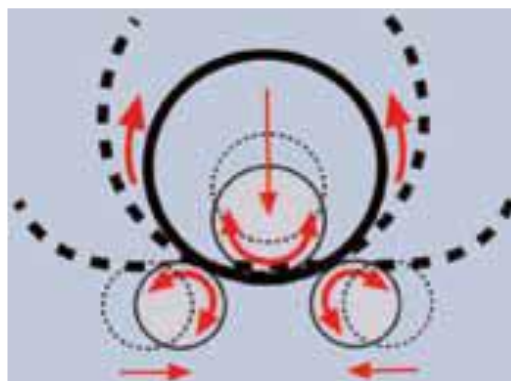


Figura 2-7. Cierre del cilindro

Fuente: (Roladoras de Chapa en Frío Gilberto Arango Betancur)

2.3.5. La automatización

La automatización de una máquina roladora mediante un sistema CNC, únicamente puede ser utilizado en máquinas de cuatro rodillos, ya que al tener rodillos independientes para flexión y tracción, al hacer tope de la plancha con un rodillo se logra obtener un punto cero como referencia del sistema de control. De esta manera se pueden guardar procesos curvas ya definidas para espesores más utilizados y diámetros específicos.

En las máquinas de 3 rodillos el control es electrónico, pero los movimientos y avances de la máquina son controlados por el operador a cargo. Hoy en día existen referencia para avances y velocidades de rolado dados por la American Society for Metals, los cuales indican que la calidad del barolado depende de la velocidad que se aplica, las velocidades más comunes para barolado en frío varían entre los 3.7 a 6.1 m/min, las cuales permiten mayores eficiencias en el trabajo, aunque siempre el cierre del cilindrado el operador es el que limita el avance de los rodillos inferiores para que este sea perfecto.

Respecto a los avances o pasadas para realizar un barolado, se recomienda que para obtener una alta calidad, evitando grietas en el material se debe realizar el proceso en varias pasadas, sin embargo la cantidad de pasadas depende del tipo de material, espesor de la plancha y experiencia del operador.

2.3.6. Tiempo del proceso

El uso de una máquina de barolado de cuatro rodillos presenta una ventaja en el proceso, ya que disminuye la dificultad en la formación del cilindrado y el patinado el cual es un problema propio del proceso de tres rodillos, mejorando notablemente el tiempo de trabajo; todas estas ventajas dependerán de las características del material que se vaya a rolar.

En baroladoras de tres rodillos es importante contar con operarios que tengan un buen conocimiento del proceso y habilidad en el manejo de la máquina ya que para este tipo de maquinaria es necesario realizar varias pasadas de la chapa para conseguir el cilindrado final, lo que influiría en un

mayor tiempo de proceso. Es importante recalcar que las baroladoras de tres rodillos son adecuadas para cierto tipo de trabajos, es por eso que la selección de este equipo debería estar orientado según los requerimientos de la empresa.

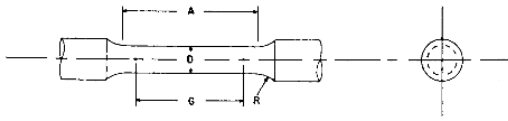
2.4. Ensayo de tracción y Curva esfuerzo deformación de los aceros

2.4.1. Ensayo de tracción

Uno de los ensayos mecánicos esfuerzo-deformación más comunes es el realizado a tracción. El ensayo de tracción puede ser utilizado para determinar varias propiedades de los materiales que son importantes para el diseño. Normalmente se deforma una probeta hasta la rotura, con una carga de tracción que aumenta gradualmente y que es aplicada uniaxialmente a lo largo del eje de la probeta.

Generalmente la probeta es circular, pero también se utilizan probetas de sección rectangular. Durante el ensayo, la deformación esta confinada en la región más estrecha del centro, la cual tiene una sección uniforme a lo largo de su longitud. El diámetro normalizado es aproximadamente igual a 12.8 mm, mientras que la longitud de la sección reducida debe ser igual a por lo menos 4 veces su diámetro, siendo usual 60 mm. La longitud de prueba se utiliza en el cálculo de la ductilidad, el valor normalizado es de 50 mm. (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, p.115).

En la figura 2-8. Se muestra el esquema de la probeta de tracción normalizada. Con las diferentes medidas que pueden variar dependiendo el tamaño de la probeta a fabricar.



Dimensions, mm [in.]					
For Test Specimens with Gage Length Four times the Diameter [E8]					
	Standard Specimen		Small-Size Specimens Proportional to Standard		
	Specimen 1	Specimen 2	Specimen 3	Specimen 4	Specimen 5
G—Gage length	50.0 ± 0.1	36.0 ± 0.1	24.0 ± 0.1	16.0 ± 0.1	10.0 ± 0.1
D—Diameter (Note 1)	[2.000 ± 0.005]	[1.400 ± 0.005]	[1.000 ± 0.005]	[0.640 ± 0.005]	[0.450 ± 0.005]
R—Radius of fillet, min	10 [0.375]	8 [0.25]	6 [0.188]	4 [0.156]	2 [0.094]
A—Length of reduced section, min (Note 2)	56 [2.25]	45 [1.75]	30 [1.25]	20 [0.75]	16 [0.625]

Dimensions, mm [in.]					
For Test Specimens with Gage Length Five times the Diameter [E8M]					
	Standard Specimen		Small-Size Specimens Proportional to Standard		
	Specimen 1	Specimen 2	Specimen 3	Specimen 4	Specimen 5
G—Gage length	62.5 ± 0.1	45.0 ± 0.1	30.0 ± 0.1	20.0 ± 0.1	12.5 ± 0.1
D—Diameter (Note 1)	[2.500 ± 0.005]	[1.750 ± 0.005]	[1.250 ± 0.005]	[0.800 ± 0.005]	[0.565 ± 0.005]
R—Radius of fillet, min	10 [0.375]	8 [0.25]	6 [0.188]	4 [0.156]	2 [0.094]
A—Length of reduced section, min (Note 2)	75 [3.0]	54 [2.0]	36 [1.4]	24 [1.0]	20 [0.75]

Figura 2-8. Probeta circular de tracción

Fuente: (ASTM E8/E8M – 09 Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials)

La tensión nominal σ se define mediante la relación de la Ecuación 2-1:

Ecuación 2-1. Tensión Nominal

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

En donde F es la fuerza instantánea aplicada perpendicularmente a la sección de la probeta en unidades de Newton (N), y A es el área de la sección original antes de aplicar la carga en unidades de metros cuadrados (m^2). Las unidades de tensión nominal son Mega pascales (MPa).

La deformación Nominal se define en la Ecuación 2-2 como:

Ecuación 2-2. Deformación Nominal

$$\epsilon = \frac{l_i - l_o}{l_o} = \frac{\Delta l}{l_o}$$

En donde l_o es la longitud original antes de aplicar la carga y l_i es la longitud instantánea. Algunas veces la cantidad $l_i - l_o$ se indica mediante el Δl . ϵ es el alargamiento producido por deformación en un instante determinado, con respecto a la longitud inicial. (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, p.116).

Para obtener el porcentaje de elongación se utilizará la relación de longitudes descrita anteriormente en la ecuación 2-2. Resultando la Ecuación 2-3, de la siguiente manera:

Ecuación 2-3. Porcentaje de elongación

$$\%e = \frac{l_i - l_o}{l_o} (100)$$

2.4.2. Propiedades de tracción

2.4.2.1. Fluencia y límite elástico

La mayoría de estructuras se diseña de tal manera que solamente ocurra deformación elástica cuando son sometidas a tensiones. Por consiguiente, es deseable conocer el nivel de tensiones para el cual empieza la deformación plástica, o sea, cuando ocurre el fenómeno de fluencia. Para los metales que experimentan la transición elastoplástica de forma gradual, el punto de fluencia puede determinarse como la desviación inicial de la linealidad de la curva tensión-deformación. Este punto se denomina a menudo límite proporcional. Por este motivo se ha establecido una convención por la cual se traza una línea recta a la línea elástica del diagrama tensión-deformación, desplazada por una determinada deformación usualmente 0.002. La tensión correspondiente a la intersección de esta línea se denomina límite elástico. (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, Pag.125-126).

En la Figura 2-9 se muestra el límite de proporcionalidad y el límite elástico de un material dúctil como es el acero.

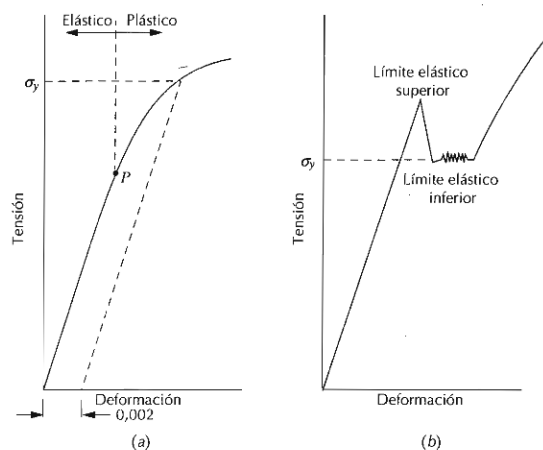


Figura 2-9. Límite de proporcionalidad y Límite elástico del material

Fuente: (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, Pag.125-126)

2.4.2.2. Resistencia a la tracción

Después de iniciarse la deformación plástica, la tensión necesaria para continuar la deformación en los metales aumenta hasta un máximo, punto M, y después disminuya hasta que finalmente se produce la fractura, punto F. La resistencia a la tracción es la tensión en el máximo del diagrama tensión- deformación nominales. (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, Pag.126-127).

En la Figura 2-10 se muestra el punto M de la tensión máxima y el punto F de la rotura del material.

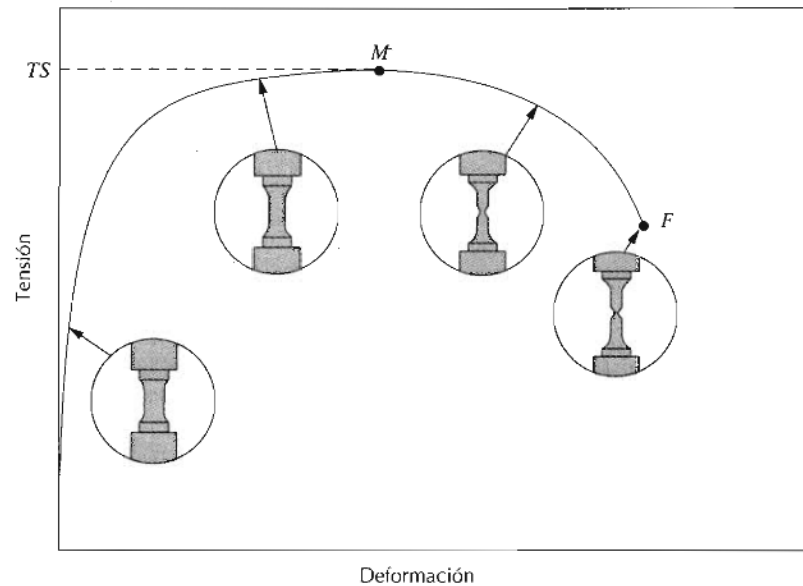


Figura 2-10. Resistencia a la tracción

Fuente: (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, Pag.126)

2.5. Deformación elástica

En muchos metales sometidos a esfuerzos de tracción pequeños, la tensión y la deformación son proporcionales según la relación de la Ecuación 2-4.

Ecuación 2-4. Ley de Hooke

$$\sigma = E\epsilon$$

Esta relación se conoce con el nombre de ley de Hooke, y la constante de proporcionalidad, E (MPa, o bien, psi) es el módulo de elasticidad, o conocido como módulo Young. Para la mayoría de los metales más comunes la magnitud de este módulo está comprendida entre 4.5×10^4 MPa para el magnesio, y 40.7×10^4 MPa para el tungsteno.

Cuando se cumple que la deformación es proporcional a la tensión, la deformación se denomina deformación elástica; al representar la tensión en el eje de ordenadas en función de deformación en el eje de las abscisas se obtiene una relación lineal.

La pendiente de este segmento lineal corresponde al módulo de elasticidad E . Este módulo puede ser interpretado como la rigidez, o sea, la resistencia de un material a la deformación elástica. (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, p.118).

En la Figura 2-11. Se muestra el módulo de la elasticidad del material como la pendiente de la gráfica.

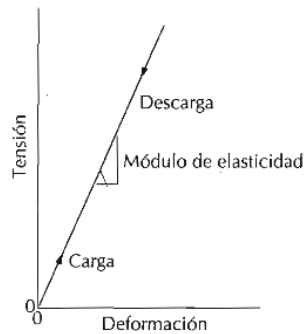


Figura 2-11. Módulo elástico del material

Fuente: (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, Pag.118)

A continuación se presenta la Tabla 2-2 con el módulo de elasticidad de algunos materiales utilizados en la industria.

**Tabla 2-2.
Módulo de elasticidad de varios materiales**

Metal o aleación	Módulo de elasticidad (Mpa x 10 ⁶)	Coefficiente de Poisson
Aluminio	6,9	0,33
Latón	10,1	0,35
Cobre	11	0,35
Magnesio	4,5	0,29
Níquel	20,7	0,31
Acero	20,7	0,27
Titanio	10,7	0,36
Tungsteno	40,7	0,28

Fuente: (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, Pag.118)

2.6. Deformación plástica

Para la mayoría de los materiales metálicos, la deformación elástica únicamente persiste hasta deformaciones de alrededor de 0,002. A medida que el material se deforma más allá de este punto, la tensión deja de ser proporcional a la deformación (La ley de Hooke deja de ser válida), y ocurre una deformación plástica, la cual es permanente, es decir, no recuperable. La transición elastoplástica es gradual en la mayoría de los metales; se empieza a notar cierta curvatura al comienzo de la deformación plástica, la cual aumenta más rápidamente al aumentar la carga. Desde un punto de vista atómico, la deformación plástica corresponde a la rotura de los enlaces entre los átomos vecinos más próximos y a la reformación de estos con los nuevos vecinos, ya que un gran número de átomos y moléculas se mueven unos respecto a otros; al

eliminar la tensión estos átomos no vuelven a sus posiciones originales. (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, p.125).

En la Figura 2-12, se traza esquemáticamente el comportamiento tensión-deformación en la región plástica para un metal típico.

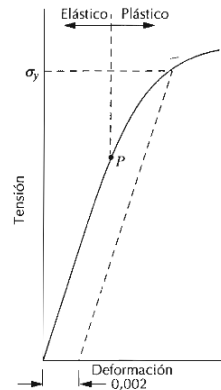


Figura 2-12. Deformación Plástica del material

Fuente: (Ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister, Pag.125)

2.7. Tensiones y Deformaciones Reales

La disminución en la tensión necesaria para continuar la deformación una vez superado el máximo, punto M de la Figura 2-10, parece indicar que la resistencia a la deformación plástica disminuye, pero, en realidad, ocurre todo lo contrario. El área de la sección disminuye rápidamente dentro de la estricción, que es donde ocurre la deformación. Esto produce una disminución en la capacidad de la probeta para soportar una carga. La tensión, tal como es calculada en la Ecuación 2-1, se obtiene con el área de la sección inicial antes de que el material comience a deformarse, sin tener en cuenta la disminución de área de la estricción.

En ocasiones tiene más sentido utilizar curvas de tensión deformación reales. La tensión real σ_t se define como la carga dividida por el área de la sección instantánea A_i Sobre la cual ocurre la deformación, como lo define la Ecuación 2-5.

Ecuación 2-5. Tensión real

$$\sigma_t = \frac{F}{A_i}$$

Además en condiciones también es más conveniente representar la deformación real ϵ_t definida por la Ecuación 2-6.

Ecuación 2-6. Deformación real

$$\epsilon_t = \ln \frac{l_i}{l_0}$$

Si no ocurre cambio de volumen durante la deformación, la Ecuación 2-7, para igualar las áreas es,

Ecuación 2-7. Variación de volumen

$$A_i * l_i = A_0 * l_0$$

Las tensiones y deformaciones reales están relacionadas con las nominales mediante la Ecuación 2-8 y la Ecuación 2-9:

Ecuación 2-8. Tensión real

$$\sigma_t = \sigma(1 + \epsilon)$$

Ecuación 2-9. Deformación real

$$\epsilon_t = \ln(1 + \epsilon)$$

Estas ecuaciones son validadas solamente al comienzo de la estricción; a partir de este punto la tensión y las deformaciones reales deben ser calculadas a partir de las medidas de las cargas, secciones transversales y longitudes de pruebas reales.

2.8. Endurecimiento por deformación plástica en los aceros

Como se puede apreciar en la Figura 2-13, la parte inicial de la curva esfuerzo -deformación verdadera ($\sigma_t - \epsilon_t$), es igual a la parte inicial de la curva esfuerzo-deformación ingenieril ($\sigma - \epsilon$). Como podemos notar después de la zona de deformación elástica la curva $\sigma_t - \epsilon_t$ comienza a apartarse de la curva $\sigma - \epsilon$ por lo tanto a esfuerzos superiores al esfuerzo de fluencia se presentan valores de esfuerzo mayores en la curva $\sigma_t - \epsilon_t$, esto se debe a que el área de la sección transversal disminuye continuamente como se lo indico en la Ecuación 2-7.

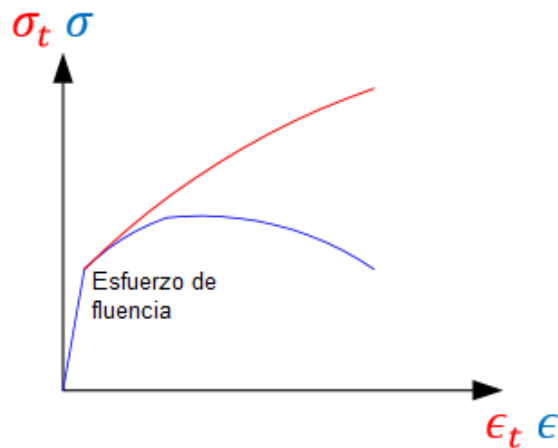


Figura 2-13. Comparación curva esfuerzo deformación real vs ingenieril

Recordemos que para la zona de deformación elástica la ecuación que determina el comportamiento del material viene dado por la Ley de Hooke, pero la misma no puede ser aplicada para la zona de deformación plástica, por lo tanto debido a la importancia de conocer los valores de esfuerzo de la zona plástica sobre todo para lo que es el conformado en frío se han hecho numerosas investigaciones para determinar la expresión que pueda predecir de mejor manera el comportamiento plástico de metales dúctiles, esta expresión es conocida como la Ecuación de Hollomon y esta descrita por la Ecuación 2-10:

Ecuación 2-10. Ecuación de Hollomon

$$\sigma_t = K \epsilon_t^n$$

Donde K es lo que se conoce como coeficiente de endurecimiento y viene dado en Psi o Pa y n es el exponente o índice de endurecimiento por deformación. Para determinar los valores de K y n de un material es necesario realizar un ensayo de tracción al material, mediante los datos obtenidos se grafican los datos de esfuerzo y deformación de la curva $\sigma_t - \epsilon_t$ como $\log \sigma_t - \log \epsilon_t$. Esta grafica es lineal y el valor del exponente de endurecimiento (n) se obtiene de calcular el valor de la recta, y el coeficiente de endurecimiento (K) es el valor de σ_t cuando $\epsilon_t = 1$, en la Figura 2-14 se presenta la manera empírica para determinar los valores de K y n.

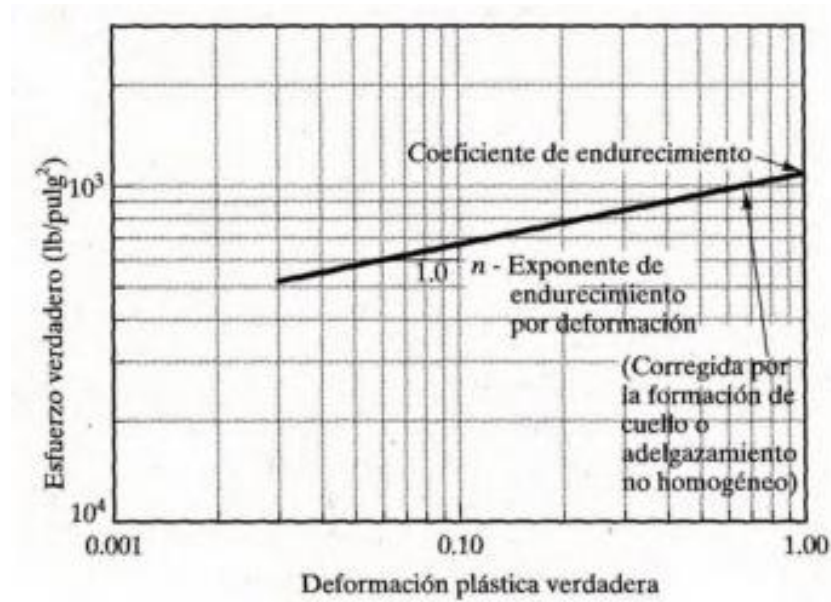


Figura 2-14. Determinación empírica de K y n

Fuente: (Ciencia de los materiales, Pat L. Mangonon, p.146).

A continuación se muestra la Tabla 2-15 con los coeficientes de endurecimiento y exponentes de endurecimiento por deformación de los metales y aleaciones típicas:

Metal	Estructura cristalina	n	K (psi)
Titanio	HC	0.05	175,000
Aleación de acero recocida	CC	0.15	93,000
Acero de mediano carbono templado y revenido	CC	0.10	228,000
Molibdeno	CC	0.13	105,000
Cobre	CCC	0.54	46,000
Cu-30% Zn	CCC	0.50	130,000
Acero inoxidable austenítico	CCC	0.52	220,000

Adaptado de G. Dieter, *Mechanical Metallurgy*, McGraw-Hill, 1961 y de otras fuentes.

Figura 2-15. Coeficientes de endurecimiento varios materiales

Fuente: (Ciencia e Ingeniería de los materiales, Donald R. Askeland, p.171).

2.9. Momento Plástico

El momento plástico se define como el momento que se debe aplicar a un material para que este entre a una deformación plástica, es decir si se aplica un momento de menor magnitud a este, el material se deforma pero en un

rango elástico por lo que al momento de retirar la fuerza, el material regresa a su posición original.

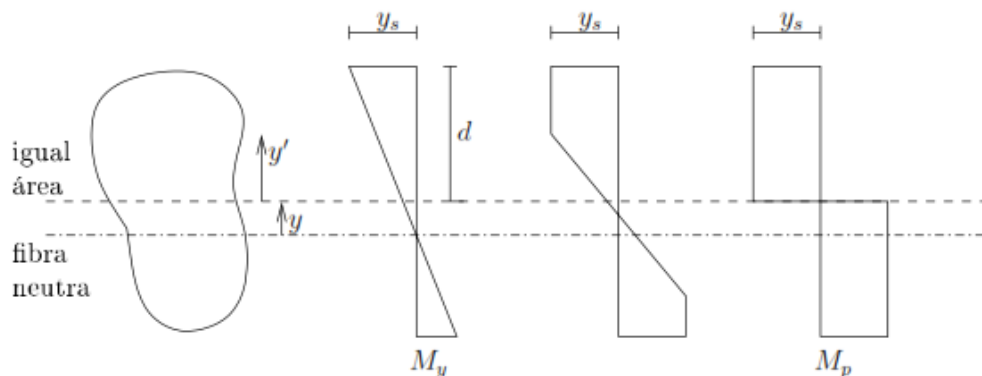


Figura 2-16. Determinación del momento plástico

Fuente: (Cálculo plástico de estructuras de barras, Guillermo Rus Carlborg, Marzo de 2008, Pag.19)

Para el caso de una sección transversal rectangular como es la chapa de acero, la determinación del momento plástico es muy simple. A partir de la Figura 2-16 se demuestra que en el régimen elástico la tensión es nula para la línea neutra de la chapa, de esta forma al completarse la deformación plástica la tensión se anula en la línea de igualdad de las áreas. Como las tensiones no son proporcionales al brazo de momento, sino que son constantes al σ_s . El momento plástico se define mediante la Ecuación 2-11 y la Ecuación 2-12:

Ecuación 2-11. Definición del momento plástico

$$M_p = \sigma_t \frac{A}{2} (y'_1 - y'_2) = \sigma_t A_t$$

Ecuación 2-12. Primer momento de área

$$S_x = \int_A^0 \pm y' dA$$

Donde:

y'_1, y'_2 Son los centros de gravedad de las áreas $A/2$ a tracción y compresión respectivamente.

σ_t Esfuerzo generado para deformar plásticamente el material

S_x Primer momento de área

Para reducir los cálculos dividiremos la sección en polígono A_i con el brazo de momento en la línea de igualdad de las áreas, es decir el centro de gravedad del polígono y'_1 obteniendo la Ecuación 2-13 :

Ecuación 2-13. Momento plástico en la línea de igualdad de áreas

$$M_p = \sigma_t \sum_i A_i y'_1$$

El momento plástico también de lo denomina momento total de plasticidad, para poder distinguirlo del momento plástico inicial, el cual se da en el punto donde empieza la deformación plástica y viene descrito por la inercia elástica en la fibra neutra y está dado por la Ecuación 2-14:

Ecuación 2-14. Momento plástico inicial

$$M_y = \sigma_t Z = \sigma_t \int_A \frac{y^2}{d} dA$$

Finalmente existe el denominado factor de forma α , el cual relaciona el momento plástico total sobre el momento plástico inicial, generalmente para una sección rectangular este valor esta alrededor de 1.5. Se encuentra definido en la Ecuación 2-15:

Ecuación 2-15. Factor de forma

$$\alpha = \frac{M_p}{M_y}$$

Para el cálculo del momento plástico total, en el caso de la plancha de sección rectangular, el área transversal es $w \times e$, el momento flector en la fibra externa (Fibra con mayor carga), se deduce del equilibrio de áreas mediante la Ecuación 2-16:

Ecuación 2-16. Momento plástico en la fibra externa

$$M_p = \frac{\sigma_t w e^2}{6}$$

Si continuamos con la hipótesis de Bernoulli, en el punto de la plancha la cual se ha plastificado totalmente se obtiene una tensión constante σ_t y un factor de forma de 1.5, el momento flector queda descrito por la Ecuación 2-17:

Ecuación 2-17. Momento plástico total

$$M_p = \frac{\sigma_t w e^2}{4}$$

2.10. Introducción a la mecánica computacional

Según la International Association of Computational Mechanics, la Mecánica Computacional tiene como objetivo el desarrollo y aplicación de métodos numéricos y computadoras digitales para la solución de problemas de la ingeniería y ciencias aplicadas con el objeto de entender y dominar los recursos de la naturaleza. Si bien la mecánica del sólido y la mecánica de fluidos computacionales son el centro de la Mecánica Computacional, materias como termodinámica, electromagnetismo, mecánica de cuerpos rígidos, sistemas de control y algunos aspectos de la física de partículas caen naturalmente en el campo de la definición arriba propuesta.

La Mecánica del Continuo Computacional es hoy en día una herramienta fundamental para el desarrollo tecnológico. La alta confiabilidad que alcanzan en el presente los métodos numéricos hace que los resultados de los mismos sean utilizados diariamente en la práctica ingenieril para optimizar y desarrollar procesos o productos. Por otro lado situaciones particulares que habitualmente se plantean en la práctica profesional requieren desarrollar algoritmos y software CAD-CAM de simulación. (Charla sobre mecánica computacional, Departamento de Matemática. Universidad Nacional de San Luis, República Argentina, 2013).

2.10.1. Software CAD-CAE

En la actualidad para el diseño y fabricación de cualquier tipo de producto se emplean sistemas informáticos como herramientas de soporte en los procesos que estos involucran, esta disciplina ha pasado a ser de vital importancia en el desarrollo de la industria actual, la cual se encuentra en la necesidad de mejorar calidad de sus productos, disminución de costos y reducción de tiempo de trabajo. El empleo de herramientas computacionales de diseño y fabricación ha dado paso a la aparición de una nueva tecnología denominada "Fabricación integrada por Ordenador". El acrónimo de CAD es "Computer Aided Design" o diseño asistido por computador. Esta tecnología se basa en el uso de ordenadores para realizar tareas de creación, modificación, análisis y optimización de un diseño, las herramientas de CAD abarcan opciones desde el modelado geométrico hasta aplicaciones a medida para el análisis u optimización de un producto específico. De esta forma se habla también de Ingeniería asistida por Ordenador o Computer Aided Engineering (CAE) para referirse a las tareas de análisis, evaluación, simulación y optimización desarrolladas a lo largo del ciclo de vida. (Introducción al CAM/CAE, www.lenguajedeingenieria.files.wordpress.com, 2013).

A continuación se muestra en la Figura 2-17. Diagrama esquemático aplicación sistemas CAD/CAE Un diagrama esquemático en el cual se conjuga la aplicación de sistemas CAD /CAE

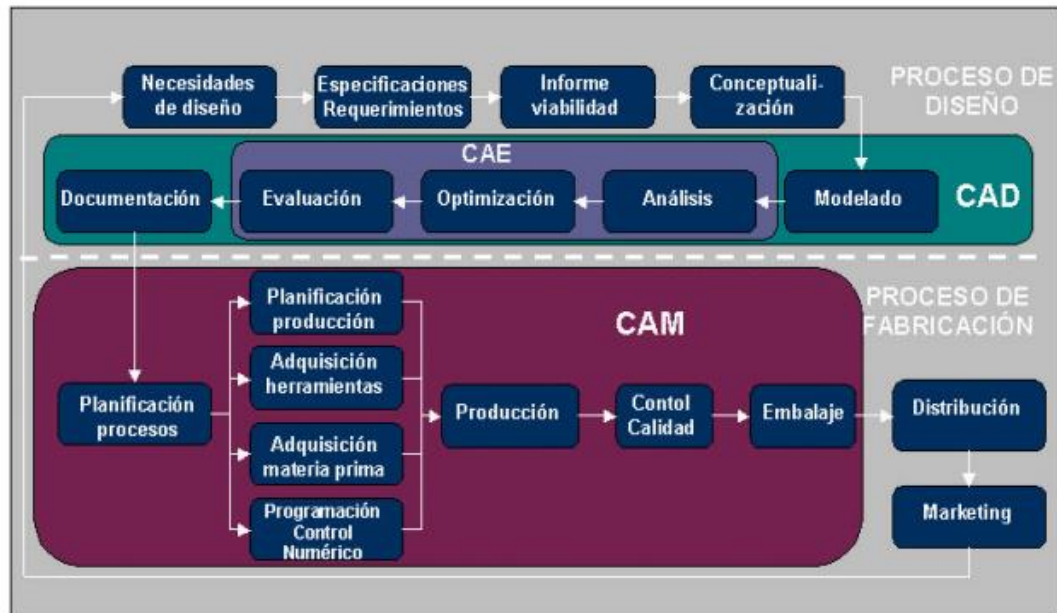


Figura 2-17. Diagrama esquemático aplicación sistemas CAD/CAE

Fuente: (Introducción al CAM/CAE, www.lenguajedeingenieria.files.wordpress.com, 2013)

2.10.2. CAD/CAE en la Ingeniería Mecánica

Dentro la el ámbito de la ingeniería mecánica las principales ramas que se trabajan actualmente para la aplicación de estos sistemas se detallan en la siguiente lista:

- Librerías de piezas mecánicas normalizadas
- Modelado con NURBS y sólidos paramétricos.
- Modelado y simulación de moldes
- Análisis por elementos finitos.
- Fabricación rápida de prototipos.
- Generación y simulación de programas de control numérico.
- Generación y simulación de programación de robots.
- Planificación de procesos.
- Traductores de formatos neutros (IGES, STEP).

Como ejemplo de la principal actividad de los software CAD/CAE es al análisis por el método de elementos finitos, Programas muy comunes que se utilizan para la verificación y simulación de piezas y componentes mecánicos, como el que se observa en la Figura 2-18.

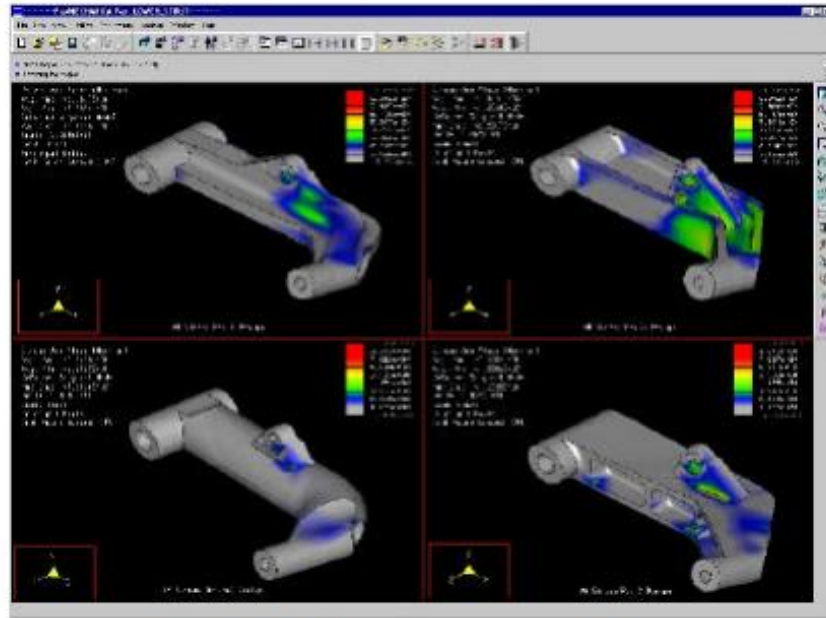


Figura 2-18. Análisis mediante el método de elementos finitos

Fuente: (Introducción al CAM/CAE, www.lenguajedeingenieria.files.wordpress.com, 2013)

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS DEL BAROLADO

3.1. Análisis del material a barolar

El análisis del material se centrará en 3 aspectos importantes que son:

- Tipo de material
- Diámetro de barolado
- Espesor de la plancha

En lo correspondiente al tipo de material la empresa P MEC S.A. proporcionó la información del material de mayor resistencia mecánica que emplean para la fabricación de los productos que requieren barolado es el acero ASTM A387 Grado 22 Clase 1.

Tabla 3-1.
Propiedades Mecánicas Acero ASTM A387

Material		Resistencia a la Tracción (MPa)	Fluencia (Mpa)	Elongación en 2 pulgadas (%)
A 387 Grado 5	Clase 1	415-585	205	18
	Clase 2	515-690	310	18
A 387 Grado 9	Clase 1	415-585	205	18
	Clase 2	515-690	310	18
A 387 Grado 11	Clase 1	415-585	240	22
	Clase 2	485-620	310	22
A 387 Grado 12	Clase 1	380-550	230	22
	Clase 2	450-585	275	22
A 387 Grado 22	Clase 1	415-585	205	18
	Clase 2	515-690	310	18

Fuente: (ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. II, Part A, 2010)

Debido a que el proceso de barolado es un proceso que deforma plásticamente al acero se requieren los valores del coeficiente de endurecimiento K y el índice de endurecimiento n. Estos valores se presentan en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2.
Factores de endurecimiento por deformación

Parámetro	Valor
Esfuerzo de fluencia	205 [N/mm ²]
Esfuerzo de tracción	500 [N/mm ²]
Porcentaje de elongación	18%
Coefficiente de endurecimiento	673.39 [N/mm ²]
Índice de endurecimiento	0.16

Fuente: (International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, Bendability Analysis for Bending of C-Mn Steel Plates on Heavy Duty 3-Roller Bending, Vol: 1, No: 8, 2007)

Se desarrolló la gráfica esfuerzo-deformación real ya que es la requerida posteriormente para ser ingresada en el programa MEF, por lo tanto usando los valores presentados en la Tabla 3-1 y Tabla 3-2, se tabulo el diagrama esfuerzo deformación en la Tabla 3-3, empleando las ecuaciones descritas en el Capítulo II.

Tabla 3-3.
Tabulación del diagrama esfuerzo deformación.

L. instantánea [mm] l_i	Elongación [mm] e	Elongación %e	Def. ingenieril [mm/mm] ϵ	Def. real [mm/mm] ϵ_t	Esfuerzo [MPa] σ_t
50.0000	0	0	0	0	0
50.0488	0.0488	0.0976	0.0010	0.0010	205.0000
50.9731	0.9731	1.9463	0.0195	0.0193	357.9879
51.9145	1.9145	3.8291	0.0383	0.0376	398.3381
52.8733	2.8733	5.7466	0.0575	0.0559	424.4459
53.8498	3.8498	7.6996	0.0770	0.0742	444.1284
54.8443	4.8443	9.6887	0.0969	0.0925	460.0776
55.8572	5.8572	11.7144	0.1171	0.1108	473.5630
56.8888	6.8888	13.7776	0.1378	0.1291	485.2905
57.9395	7.9395	15.8789	0.1588	0.1474	495.6953
59.0095	9.0095	18.0190	0.1802	0.1657	505.0659

Generando el diagrama esfuerzo-deformación en base a la Tabla 3-3. Se obtiene la Figura 3-1.

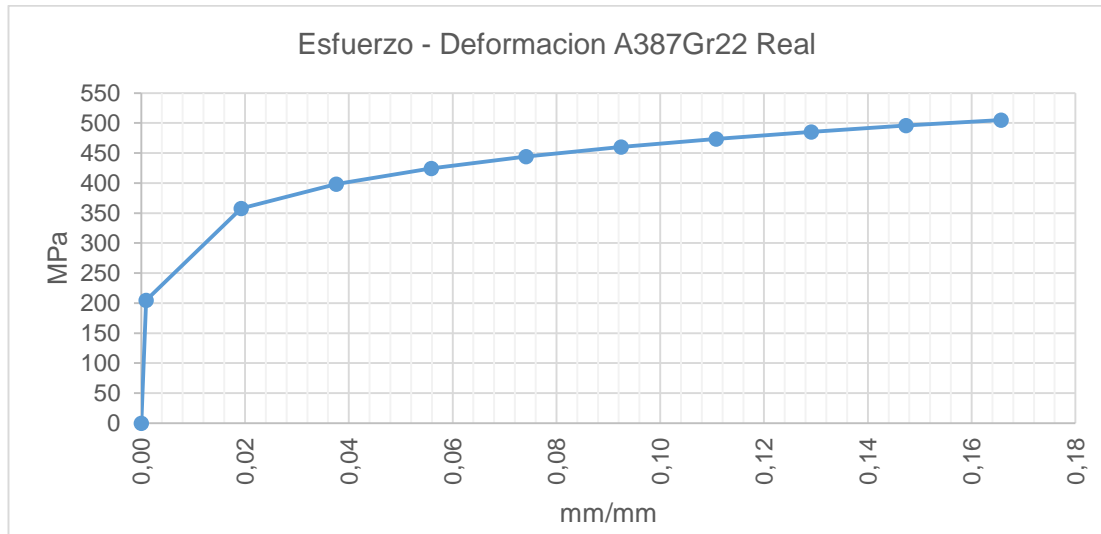


Figura 3-1. Diagrama Esfuerzo-Deformación Acero ASTM A387 Gr22

En lo que respecta al diámetro de barolado y espesor del material se nos proporcionó 2 alternativas para determinar por nuestra parte cual es el más crítico y son:

- Diámetro Interno Barolado de 24 pulgadas y espesor de 13 milímetros.
- Diámetro Interno Barolado de 12 pulgadas y espesor de 10 milímetros.

3.2. Análisis de las fuerzas en el proceso de rolado

3.2.1. Análisis Geométrico

El proceso de rolado se puede esquematizar como se presenta en las Figuras 3-2 y 3-3.

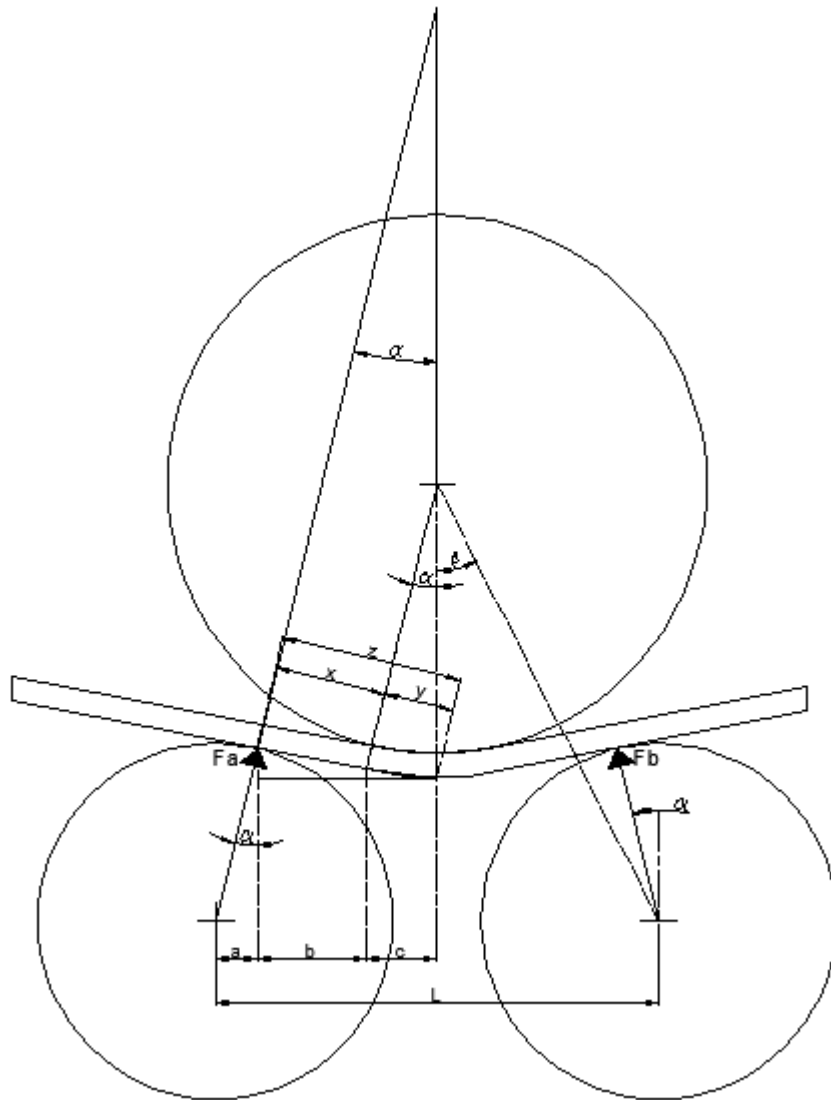


Figura 3-2. Relaciones geométricas en el Barolado

Fuente: (Gangotena Rodrigo "Análisis del doblado con rodillos", 1986)

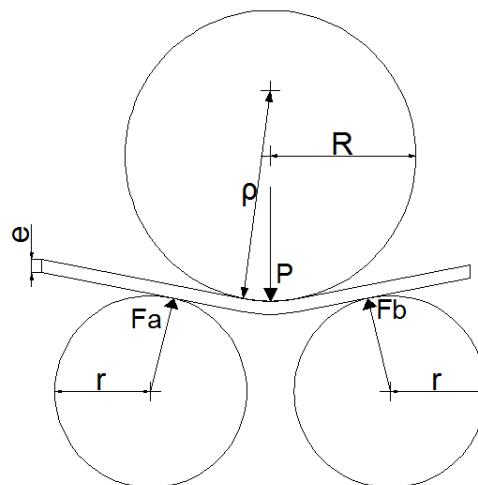


Figura 3-3. Parámetros del Barolado

Fuente: (Gangotena Rodrigo "Análisis del doblado con rodillos", 1986)

En donde:

r: Radio de los rodillos inferiores

R: Radio del rodillo superior

ρ : Radio interior del cilindro a barolar

α : Angulo formado entre el punto de contacto de la placa con el rodillo inferior y el centro del rodillo

β : Angulo formado entre el centro de uno de los rodillos inferiores y el centro del rodillo superior.

y: Superficie de contacto entre cilindro inferior y plancha

De la Figura 3-2 se puede determinar las siguientes ecuaciones a base de relaciones geométricas.

Ecuación 3-1. Ángulo α

$$\alpha = \text{asin}\left(\frac{L/2}{\rho + r + e}\right)$$

$$a = r * \sin(\alpha)$$

Deducción de la ecuación del ángulo β

$$\tan(\alpha) = \frac{\frac{L}{2}}{\rho + e + h}$$

$$\tan(\beta) = \frac{\frac{L}{2}}{R + e + h}$$

Despejando h de ambas ecuaciones e igualándolas se obtiene:

$$\frac{L/2}{\tan(\alpha)} - \rho - e = \frac{L/2}{\tan(\beta)} - R - e$$

Ecuación 3-2. Angulo β

$$\beta = \text{atan} \left(\frac{L/2}{\frac{L/2}{\tan(\alpha)} + R - \rho} \right)$$

La deformación generada en la plancha se aprecia en la Figura 3-4. La misma que viene representada por la Ecuación 3-3.

Ecuación 3-3. Deformación en la plancha

$$\delta = r - h$$

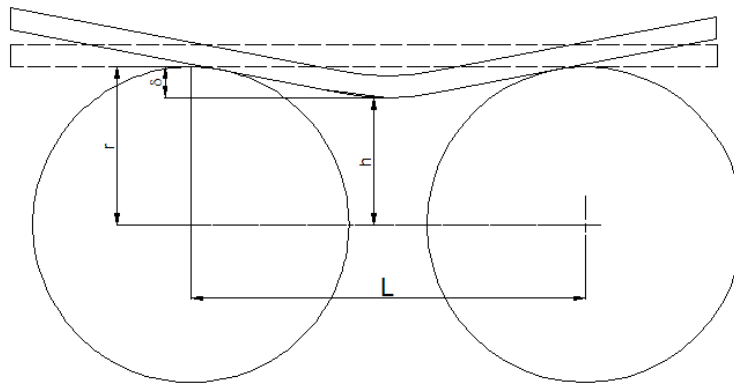


Figura 3-4. Deformación generada en la plancha

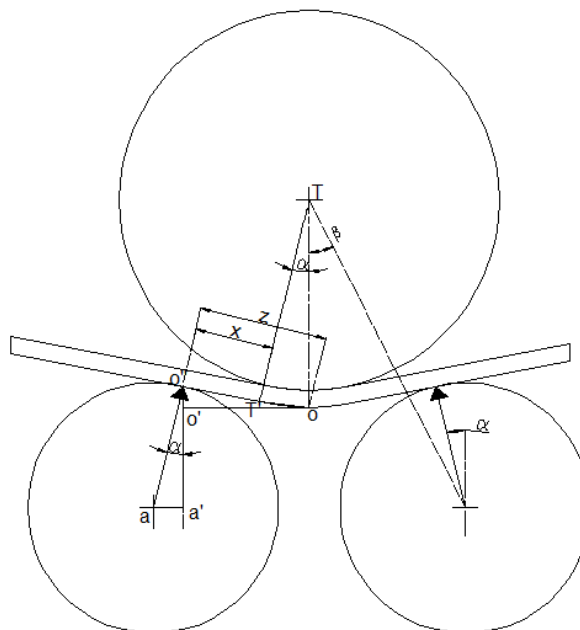


Figura 3-5. Ángulos obtenidos en el proceso de barolado

De la Figura 3-5 se obtiene el triángulo o, o', o''.

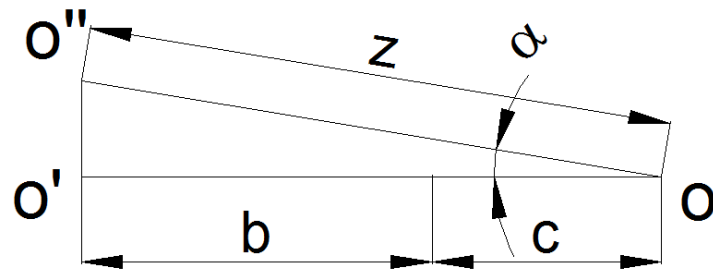


Figura 3-6. Triángulo o, o', o''

De la Figura 3-6 se deduce la siguiente relación geométrica.

$$\cos(\alpha) = \frac{w + c}{z}$$

De la Figura 3-5 se obtiene el triángulo a, a', o''.

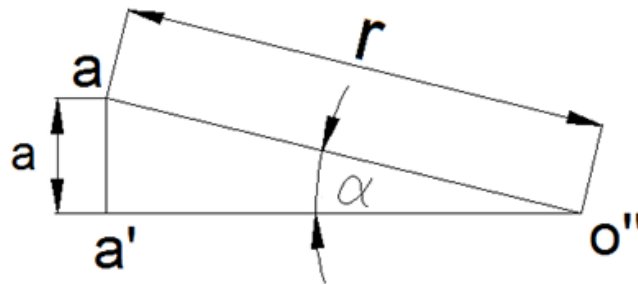


Figura 3-7. Triángulo a, a', o''

De la Figura 3-7 se deduce las siguientes relaciones.

$$\sin(\alpha) = \frac{a}{r}$$

$$a = r * \sin(\alpha)$$

Como se observa en la Figura 3-2 se obtiene:

$$w + c = \frac{L}{2} - a$$

$$w + c = \frac{L}{2} - r * \sin(\alpha)$$

$$\cos(\alpha) = \frac{\frac{L}{2} - r * \sin(\alpha)}{z}$$

Ecuación 3-4. Distancia z

$$z = \frac{L/2 - r * \sin(\alpha)}{\cos(\alpha)}$$

De la Figura 3-5 se obtiene el triángulo T, T', o'.

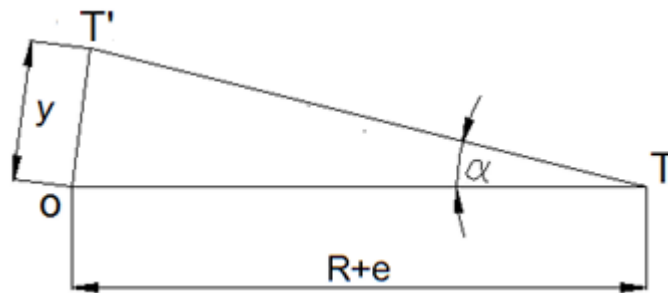


Figura 3-8. Triángulo T, T', o'

Aplicando ley de senos en la Figura 3-8 se obtiene el valor de y.

$$\frac{\sin(\alpha)}{y} = \frac{\sin(90 - \alpha)}{R + e}$$

$$y = \frac{\sin(\alpha) * (R + e)}{\sin(90 - \alpha)} = \frac{\sin(\alpha) * (R + e)}{\cos(\alpha)}$$

Ecuación 3-5. Distancia y

$$y = (R + e) * \tan(\alpha)$$

3.2.2. Deducción de la fuerza de doblado

Se toma como primera aproximación al modelo matemático que determinara la fuerza de doblado, el de una viga simplemente apoyada en 2 puntos y con una carga puntual en el centro, como se puede observar en la Figura 3-9.

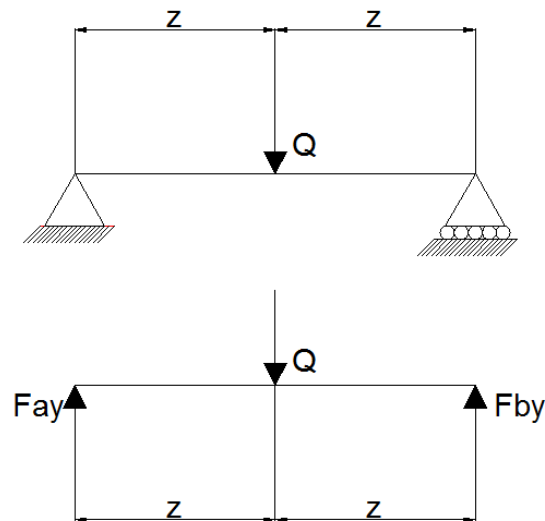


Figura 3-9. Esquematización idealizada de las fuerzas en el Barolado

Como se dijo anteriormente la Figura 3-9 no es nada más que una idealización de cómo actúan las fuerzas en el proceso de barolado, esto se debe que al aplicar la fuerza el rodillo superior sobre la placa no se genera una carga puntual, lo que se genera es una carga distribuida de forma elipsoidal, esto se aprecia en la Figura 3-10, cabe recalcar que la plancha a barolar puede ser considerada en primera instancia como un cilindro de radio infinito.

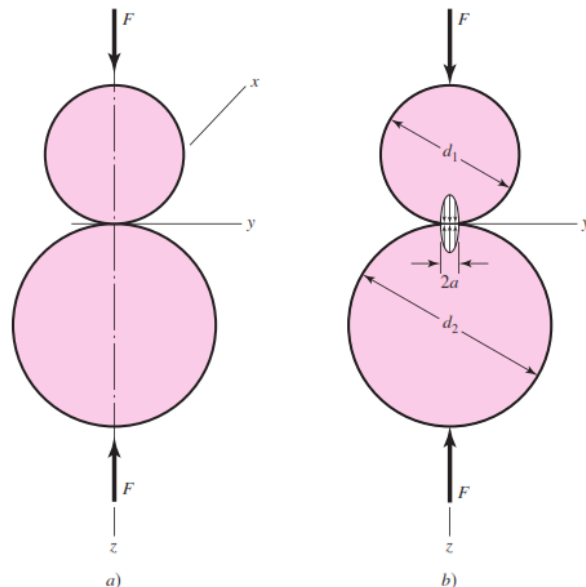


Figura 3-10. Contacto superficies cilíndricas

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág.118).

La carga distribuida es una elipse completa solo para aplicaciones como en la Figura 3-10, para nuestro caso la carga distribuida es un cuarto de elipse debido a que la plancha a barolar no se mantiene estática respecto al eje horizontal, ya que la misma se desplazará en el eje horizontal con ayuda de los rodillos inferiores para conseguir que se barole completamente consiguiendo así la forma de revolución deseada.

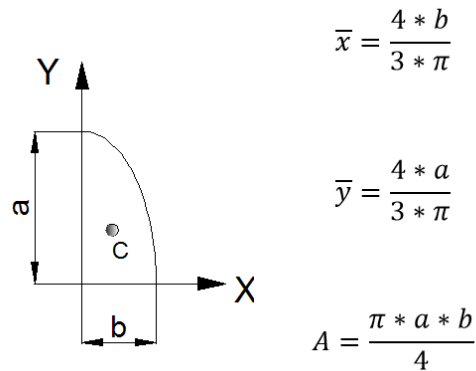


Figura 3-11. Propiedades geométricas de la elipse

Con lo explicado anteriormente el modelo correcto para la esquematización del proceso es el que se presenta en la Figura 3-12.

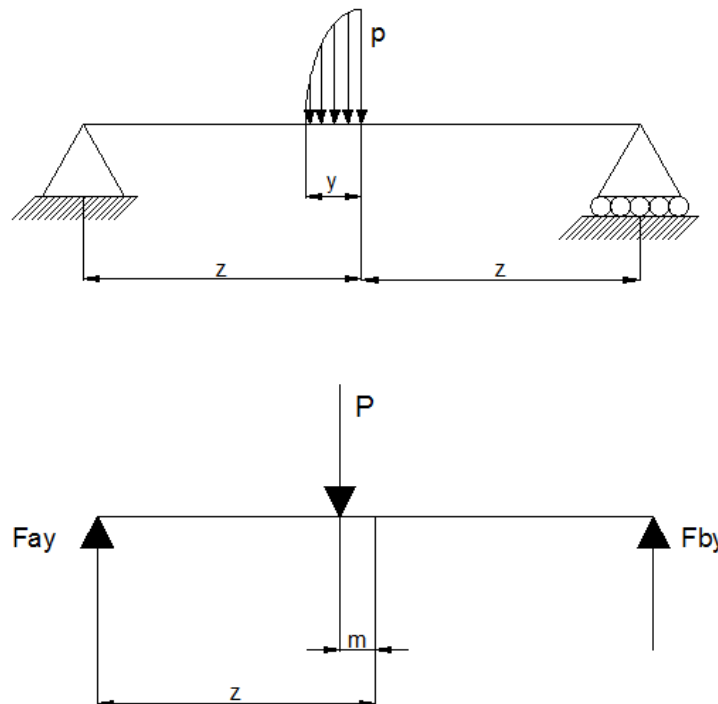


Figura 3-12. Esquematización real de las fuerzas en el barolado

Basándose en la Figura 3-12 se procede a realizar la sumatoria de momentos en el punto a.

$$\sum M_a = 0$$

$$-P * (z - m) + Fb_y * (2 * z) = 0$$

$$P = \frac{\pi * p * y}{4}$$

$$m = \frac{4 * y}{3 * \pi}$$

$$-\frac{\pi * p * y}{4} * \left(z - \frac{4 * y}{3 * \pi}\right) + Fb_y * (2 * z) = 0$$

Despejando la fuerza Fb_y se obtiene la Ecuación 3-6:

Ecuación 3-6. Componente en Y de la reacción en el punto b

$$Fb_y = \frac{p * y * \pi * \left(z - \frac{4 * y}{3 * \pi}\right)}{8 * z}$$

Ya que lo que se requiere para los cálculos es la fuerza Fb se procede a calcular la misma a partir de su componente en y , con lo cual se obtiene la Ecuación 3-7.

Ecuación 3-7. Reacción en el punto b

$$Fb = \frac{p * y * \pi * \left(z - \frac{4 * y}{3 * \pi}\right)}{8 * z * \cos(\alpha)}$$

Despejando la fuerza Fa_y se obtiene la Ecuación 3-8:

Ecuación 3-8. Componente en Y de la reacción en el punto a

$$Fa_y = \frac{p * y * \pi * \left(z + \frac{4 * y}{3 * \pi}\right)}{8 * z}$$

Ya que se requiere para los cálculos es la fuerza Fa se procede a calcular la misma a partir de su componente en y , con lo cual se obtiene la Ecuación 3-9.

Ecuación 3-9. Reacción en el punto a

$$F_a = \frac{p * y * \pi * \left(z + \frac{4 * y}{3 * \pi} \right)}{8 * z * \cos(\alpha)}$$

Una vez determinadas estas fuerzas se procede a determinar el momento máximo que genera la fuerza F_b :

$$M = \frac{F_{b_y} * z}{\cos(\alpha)}$$

$$M = F_b * z$$

$$M = \frac{p * y * \pi * \left(z - \frac{4 * y}{3 * \pi} \right)}{8 * \cos(\alpha)}$$

$$P = \frac{p * y * \pi}{4}$$

Ecuación 3-10. Momento máximo generado

$$M = \frac{P * \left(z - \frac{4 * y}{3 * \pi} \right)}{2 * \cos(\alpha)}$$

Despejando la fuerza P de la Ecuación 3-10 y reemplazando los valores de z , y que se determinó mediante la Ecuación 3-4 y la Ecuación 3-5 respectivamente.

$$P = \frac{6 * \pi * M * \cos(\alpha)}{3 * \pi * z - 4 * y}$$

$$P = \frac{6 * \pi * M * \cos(\alpha)}{3 * \pi * (L/2 - r * \sin(\alpha)) - 4 * \sin(\alpha) * (R + e)}$$

Como se explicó en el Capítulo II el momento máximo será reemplazado por el momento plástico ya que lo que se requiere es deformar la plancha plásticamente obteniendo finalmente la Ecuación 3.11 que es la fuerza requerida para el barolado de la plancha.

Ecuación 3-11. Fuerza de barolado

$$P = \frac{6 * \pi * M_p * \cos^2(\alpha)}{3 * \pi * \left(\frac{L}{2} - r * \sin(\alpha)\right) - 4 * \sin(\alpha) * (R + e)}$$

El esfuerzo al que será sometida la plancha en el proceso de barolado viene dado por la ecuación del esfuerzo de flexión que se presenta en la Ecuación 3-12.

Ecuación 3-12. Esfuerzo de flexión en el rolado

$$\sigma_b = \frac{2}{\sqrt{3}} * K * \left(\frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{e}{\rho}\right)^n$$

Fuente: (Enrique Vidal “Estudio de la recuperación elástica en el doblado de chapa asistido por pulsos de alta densidad de corriente”, 2013).

En donde:

K: Coeficiente de endurecimiento

n: Factor de endurecimiento

e: Espesor del material a barolar

ρ: Radio de barolado

3.3. Solución analítica de las fuerzas que se aplicarán en la plancha

Para determinar la fuerza requerida para el proceso de barolado debemos conocer los siguientes parámetros:

- Resistencia a la fluencia del material a barolar.
- Resistencia a la tracción del material a barolar.
- Ancho de la plancha a barolar.
- Espesor de la plancha a barolar.
- Diámetro del rodillo superior de la baroladora.
- Diámetro de los rodillos inferiores de la baroladora.
- Distancia entre centros de los rodillos inferiores.
- Radio de barolado.

Los diámetros de los rodillos de la baroladora no se conocen por lo tanto se tomará como dato las dimensiones de estos rodillos de una máquina de capacidades similares a las que tendrá nuestra baroladora, estos datos se pueden apreciar en la Tabla 3-4.

Tabla 3-4.
Especificaciones técnicas baroladoras piramidales

Nº	Modelo	Especificaciones		
		Capacidad [mm]	Diámetro rodillo superior	Diámetros Rodillos inferiores
37	PY 12-30	3000 x 12	260	220
38	PY 16-30	3000 x 16	275	225
39	PY 20-30	3000 x 20	290	260
40	PY 25-30	3000 x 25	330	280
41	PY 30-30	3000 x 30	360	330
42	PY 36-30	3000 x 36	385	340
43	PY 42-30	3000 x 42	430	380

Fuente: (Catalogo de baroladoras del tipo piramidal ATLASMACHINESINDIA)

Tomando en consideración los diámetros de los rodillos que se observan en la Tabla 3-4 para una máquina baroladora del tipo piramidal con la capacidad máxima de barolar planchas de acero de 3000 mm de ancho y 12 mm de espesor, se determinará la fuerza requerida para el barolado, por lo tanto los diámetros que se utilizaran para los cálculos son:

$$\text{Diámetro rodillo superior: } D_{rs} = 260 \text{ [mm]}$$

$$\text{Diámetro rodillo inferior: } D_{ri} = 220 \text{ [mm]}$$

$$\text{Radio rodillo superior: } R = 130 \text{ [mm]}$$

$$\text{Radio rodillo inferior: } r = 110 \text{ [mm]}$$

Para determinar la fuerza de doblado crítica en el barolado se partirá de 2 especificaciones que nos proporcionó la empresa P MEC S.A. y que se detallaron en el Capítulo 3.1, por lo tanto para ambos casos se determinará la fuerza de doblado y la que sea mayor será utilizada en adelante para la simulación y el diseño de los elementos mecánicos de la máquina baroladora.

3.3.1. Primera condición

Los datos para determinar la fuerza de doblado son:

$$w = 3000 [mm]$$

$$e_1 = 13 [mm]$$

$$R = 130 [mm]$$

$$r = 110 [mm]$$

$$\text{Radio de barolado: } \rho_1 = 304.8 [mm]$$

$$L = 450 [mm]$$

$$K_1 = 673.39 [MPa]$$

$$n_1 = 0.16$$

Lo primero es determinar la deformación generada en el proceso de barolado por lo tanto se aplicara la Ecuación 3-14.

Ecuación 3-13. Deformación en el barolado

$$\varepsilon = \ln \left(1 + \frac{e}{\rho} \right)$$

Fuente: (Enrique Vidal "Estudio de la recuperación elástica en el doblado de chapa asistido por pulsos de alta densidad de corriente", 2013)

$$\varepsilon_1 = \ln \left(1 + \frac{e_1}{\rho_1} \right) = 0.021$$

Lo siguiente es determinar la resistencia del material para las condiciones de barolado propuestas, aplicando la Ecuación 2-17.

$$\overline{\sigma}_{t1} = K_1 \varepsilon_1^{n_1} = 363.208 [MPa]$$

$$\alpha_1 = \text{asin} \left(\frac{\frac{L}{2}}{\rho_1 + r + e_1} \right) = 31.732^\circ$$

$$\beta_1 = \operatorname{atan}\left(\frac{\frac{L}{2}}{\frac{L}{2} + R - \rho_1}\right) = 49.962^\circ$$

$$a_1 = r * \sin(\alpha_1) = 57.854 \text{ [mm]}$$

$$z_1 = \frac{\frac{L}{2} - r * \sin(\alpha_1)}{\cos(\alpha_1)} = 196.523 \text{ [mm]}$$

$$y_1 = (R + e_1) * \tan(\alpha_1) = 88.429 \text{ [mm]}$$

$$m_1 = \frac{4 * y_1}{3 * \pi} = 37.53 \text{ [mm]}$$

$$h_1 = \frac{\frac{L}{2}}{\tan(\alpha_1)} - \rho_1 - e_1 = 46.051 \text{ [mm]}$$

$$\delta_1 = r - h_1 = 63.949 \text{ [mm]}$$

$$M_{p1} = \frac{w * e_1^2}{4} * \bar{\sigma}_{t1} = 4.604x10^7 \text{ [N * mm]}$$

$$P_1 = \frac{6 * \pi * M_{p1} * \cos^2(\alpha_1)}{3 * \pi * \left(\frac{L}{2} - r * \sin(\alpha_1)\right) - 4 * \sin(\alpha_1) * (R + e_1)} = 4.925x10^5 \text{ [N]}$$

$$p_1 = \frac{4 * P_1}{\pi * y_1} = 7.092x10^3 \left[\frac{N}{mm}\right]$$

$$Fa_1 = \frac{p_1 * y_1 * \pi * \left(z_1 + \frac{4 * y_1}{3 * \pi}\right)}{8 * z_1 * \cos(\alpha_1)} = 3.448x10^5 \text{ [N]}$$

$$Fay_1 = \frac{p_1 * y_1 * \pi * \left(z_1 + \frac{4 * y_1}{3 * \pi}\right)}{8 * z_1} = 2.933x10^5 [N]$$

$$Fax_1 = \sqrt{Fa_1^2 - Fay_1^2} = 1.814x10^5 [N]$$

$$Fb_1 = \frac{p_1 * y_1 * \pi * \left(z_1 - \frac{4 * y_1}{3 * \pi}\right)}{8 * z_1 * \cos(\alpha_1)} = 2.343x10^5 [N]$$

$$Fby_1 = \frac{p_1 * y_1 * \pi * \left(z_1 - \frac{4 * y_1}{3 * \pi}\right)}{8 * z_1} = 1.992x10^5 [N]$$

$$Fbx_1 = \sqrt{Fb_1^2 - Fby_1^2} = 1.232x10^5 [N]$$

$$\sigma_{b1} = \frac{2}{\sqrt{3}} * K_1 * \left(\frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{\frac{e_1}{2}}{\left(\rho_1 + \frac{e_1}{2}\right)}\right)^{n_1} = 428.439 [MPa]$$

3.3.2. Segunda condición

Los datos para determinar la fuerza de doblado son:

$$w = 3000 [mm]$$

$$e_1 = 10 [mm]$$

$$R = 130 [mm]$$

$$r = 110 [mm]$$

$$\rho_2 = 152.4 [mm]$$

$$L = 450 [mm]$$

$$K_1 = 673.39 [MPa]$$

$$n_1 = 0.16$$

Lo primero es determinar la deformación generada en el proceso de barolado por lo tanto se aplicara la Ecuación 3-14.

$$\varepsilon_2 = \ln \left(1 + \frac{e_2}{\rho_2} \right) = 0.032$$

Lo siguiente es determinar la resistencia del material para las condiciones de barolado propuestas, aplicando la Ecuación 2-17.

$$\overline{\sigma}_{s2} = K_2 \varepsilon^{n_2} = 388.776 \text{ [MPa]}$$

$$\alpha_2 = \text{asin} \left(\frac{\frac{L}{2}}{\rho_2 + r + e_2} \right) = 55.689^\circ$$

$$\beta_1 = \text{atan} \left(\frac{\frac{L}{2}}{\frac{\frac{L}{2}}{\tan(\alpha_2)} + R - \rho_2} \right) = 59.763^\circ$$

$$a_2 = r * \sin(\alpha_2) = 90.859 \text{ [mm]}$$

$$z_2 = \frac{\frac{L}{2} - r * \sin(\alpha_2)}{\cos(\alpha_2)} = 237.972 \text{ [mm]}$$

$$y_2 = (R + e_2) * \tan(\alpha_2) = 205.149 \text{ [mm]}$$

$$h_2 = \frac{\frac{L}{2}}{\tan(\alpha_2)} - \rho_2 - e_2 = -8.853 \text{ [mm]}$$

$$\delta_1 = r - h_2 = 118.853 \text{ [mm]}$$

$$M_{p2} = \frac{w * e_2^2}{4} * \overline{\sigma}_{s2} = 2.916 \times 10^7 \text{ [N * mm]}$$

$$P_2 = \frac{6 * \pi * M_{p2} * \cos^2(\alpha_2)}{3 * \pi * \left(\frac{L}{2} - r * \sin(\alpha_2)\right) - 4 * \sin(\alpha_2) * (R + e_2)} = 2.178x10^5 [N]$$

$$p_2 = \frac{4 * P_2}{\pi * y_2} = 1.352x10^3 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

$$Fa_2 = \frac{p_2 * y_2 * \pi * \left(z_2 + \frac{4 * y_2}{3 * \pi}\right)}{8 * z_2 * \cos(\alpha_2)} = 2.639x10^5 [N]$$

$$Fay_2 = \frac{p_2 * y_2 * \pi * \left(z_2 + \frac{4 * y_2}{3 * \pi}\right)}{8 * z_2} = 1.488x10^5 [N]$$

$$Fax_2 = \sqrt{Fa_2^2 - Fay_2^2} = 2.18x10^5 [N]$$

$$Fb_2 = \frac{p_2 * y_2 * \pi * \left(z_2 - \frac{4 * y_2}{3 * \pi}\right)}{8 * z_2 * \cos(\alpha_2)} = 1.225x10^5 [N]$$

$$Fby_2 = \frac{p_2 * y_2 * \pi * \left(z_2 - \frac{4 * y_2}{3 * \pi}\right)}{8 * z_2} = 6.907x10^4 [N]$$

$$Fbx_2 = \sqrt{Fb_2^2 - Fby_2^2} = 1.012x10^5 [N]$$

$$\sigma_{b2} = \frac{2}{\sqrt{3}} * K_2 * \left(\frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{\frac{e_2}{2}}{\left(\rho_2 + \frac{e_2}{2}\right)} \right)^{n_2} = 458.19 [MPa]$$

3.4. Comparación de ángulos entre método analítico y método gráfico

En el Capítulo 3.3 se calculó los parámetros requeridos para determinar la fuerza de barolado como se puede apreciar la primera condición que se estableció requiere de una fuerza de doblado mucho mayor a la segunda condición por lo tanto la comparación se realizara tomando los resultados obtenidos de la primera condición. Los datos a verificarse mediante la ayuda grafica de AutoCAD son los ángulos α y β .

Los valores obtenidos de estos parámetros son:

$$\alpha_1 = 31.732^\circ$$

$$\beta_1 = 49.962^\circ$$

Gráficamente la geometría que tendrá la plancha al momento de finalizar el barolado se presenta en la Figura 3-13.

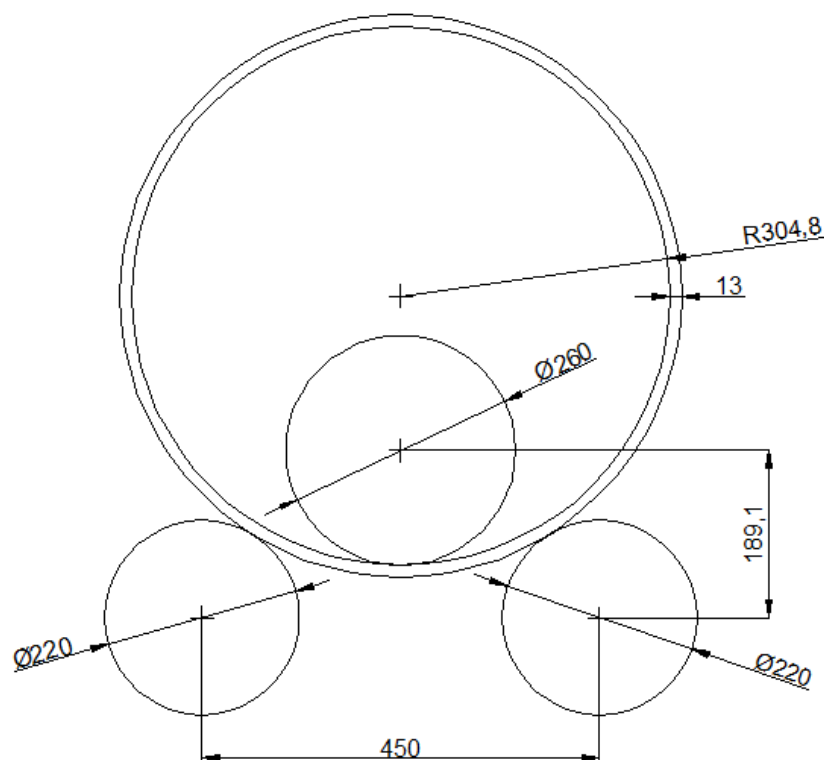


Figura 3-13. Geometría plancha barolada condición 1

Los ángulos α y β que se obtienen gráficamente se indican en la Figura 3-14.

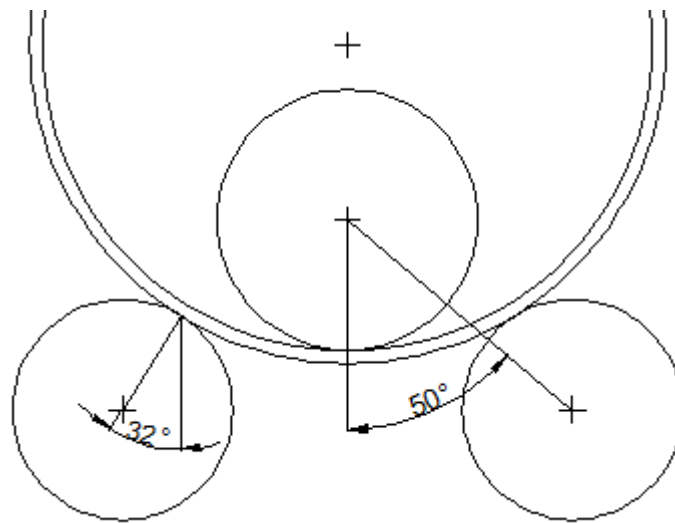


Figura 3-14. Ángulos α y β obtenidos mediante método gráfico

Por lo tanto los resultados obtenidos mediante el método gráfico de AutoCAD son:

$$\alpha_{gr} = 32^\circ$$

$$\beta_{gr} = 50^\circ$$

Para determinar la variación que existe entre los resultados analíticos y gráficos se empleará la Ecuación 3-14.

Ecuación 3-14. Porcentaje Variación

$$\%Variación = \frac{V. \text{ método analítico} - V. \text{ método gráfico}}{V. \text{ método analítico}} * 100$$

$$\%Variación_{\alpha} = \frac{\alpha_1 - \alpha_{gr}}{\alpha_1} * 100 = \frac{31.732 - 32}{31.732} * 100 = 0.85\%$$

$$\%Variación_{\beta} = \frac{49.962 - 50}{49.962} * 100 = 0.08\%$$

La diferencia entre ambos métodos es insignificante presentando una diferencia menor del 1% por lo cual el modelo analítico utilizado presenta soluciones óptimas para el diseño.

CAPÍTULO IV

4. SIMULACIÓN DE ESFUERZOS GENERADOS EN LA PLANCHA

4.1. Método de elementos finitos

El método de elementos finitos (MEF en español o FEM en inglés) es un método numérico utilizado para aproximar las soluciones de ecuaciones diferenciales parciales, en la actualidad la utilización del MEF se ha incrementado para solucionar problemas de ingeniería, esto se debe a que en muchas aplicaciones el resolver dichos problemas por ecuaciones y modelos matemáticos genera una demanda de tiempo considerable por parte de los equipos de diseño de las empresas. Es por esto que en ciertos casos se realizaba directamente el prototipo de un equipo se lo ponía en marcha para verificar su funcionamiento y se realizaban mejoras de forma iterativa, esto llevaba a las empresas un elevado costo económico.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo aproximado del sistema real, por lo que siempre es necesario la validación del método MEF con algún método analítico o gráfico.

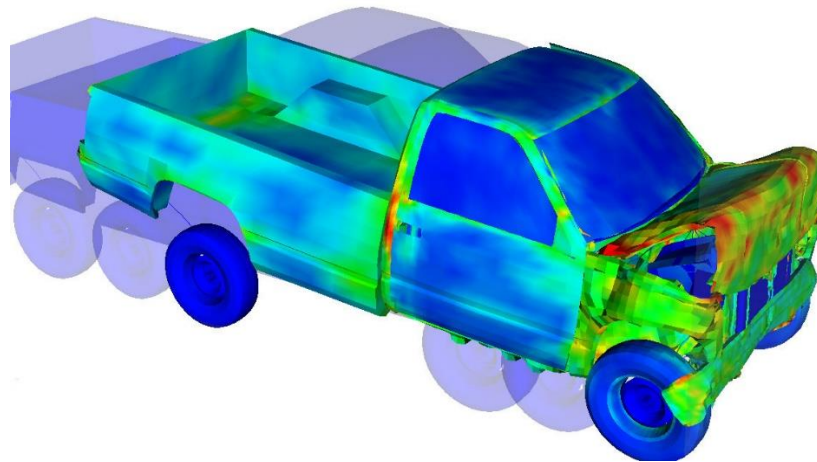


Figura 4-1. Visualización de una simulación MEF

Fuente: (www.directindustry.es).

El MEF es un método de aproximación de problemas continuos y como características del mismo tenemos que:

- El modelo continuo se divide en un número finito de partes denominados como elementos, el comportamiento de los elementos se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados como nodos.
- La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos.
- Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos.

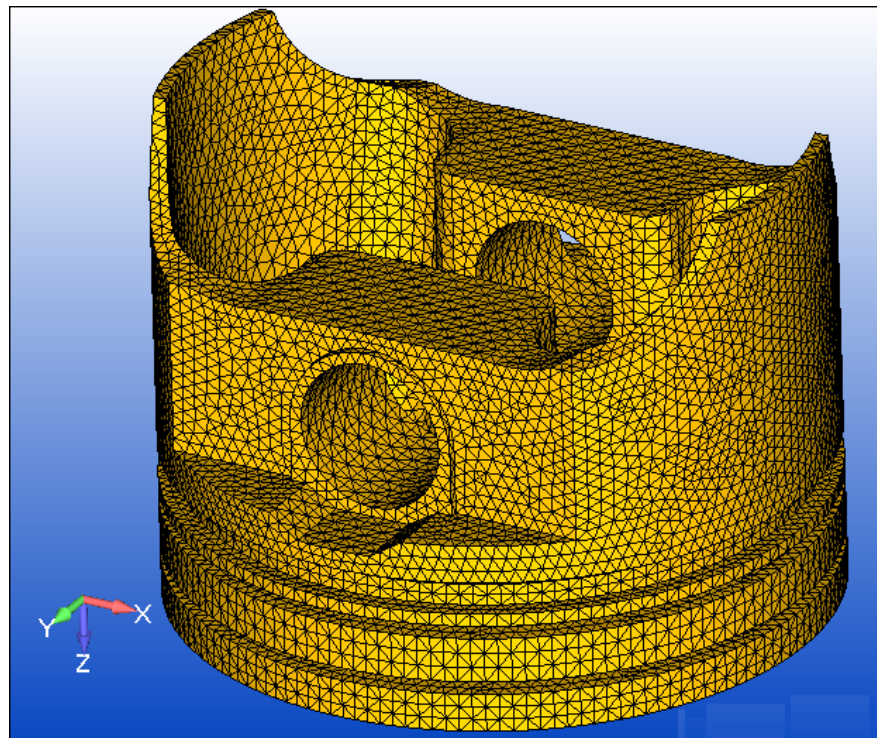


Figura 4-2. Discretización de un modelo continuo con MEF

Fuente: (<https://iberisa.wordpress.com>).

El MEF se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos.

4.2. Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera son las condiciones iniciales de donde se parte para realizar la simulación, para este caso se parte de la primera condición antes descrita, ya que esta es la más crítica del proceso.

Las condiciones de frontera se encuentran divididas de la siguiente manera:

4.2.1. Condiciones Geométricas

Son todas las condiciones de forma de la plancha, que servirán para dibujar la plancha a rolar.

$$e_1 = 13 [mm]$$

$$\rho_1 = 304.8 [mm]$$

A partir de estos datos se determina el porcentaje de elongación de la fibra externa en base a la ecuación 4-1.

Ecuación 4-1. Porcentaje de elongación

$$\%_{elongacion} = \left(\frac{e}{2 * \rho + e} \right) * 100$$

Fuente: (ASM metals handbook volumen 14).

$$\%_{elongacion} = \left(\frac{e_1}{2 * \rho_1 + e_1} \right) * 100 = 2.088\%$$

Para la simulación se debe conocer el tamaño de la plancha con el que se va a conseguir las 304.8 mm de radio interior.

$$d1_{externo} = 2 * \rho_1 + 2 * e_1 = 635.6 [mm]$$

$$Long_1 = \pi * d1_{externo} = 1.997 * 10^3 [mm]$$

La longitud de arco para la fibra externa del cilindro barolado es de 1.997 metros, una vez determinado esto y con el porcentaje de elongación antes calculado se procede a determinar la longitud inicial que deberá tener la plancha antes del barolado.

$$L_{plancha} = \frac{Long_1}{\frac{\%elongacion}{100} + 1} = 1.956 * 10^3 [mm]$$

Además de conocer que la distancia entre centros de los rodillos inferiores es de 450 mm y que la carga actúa a una distancia de 37.53 mm desde el centro de la placa con lo cual se posee las condiciones iniciales para simulación.

4.2.2. Restricciones de movimiento

Son todas las condiciones que van a evitar el desplazamiento de la plancha en los ejes no deseados para la simulación. Para la simulación las restricciones se ubican en base a la Figura 4-3.

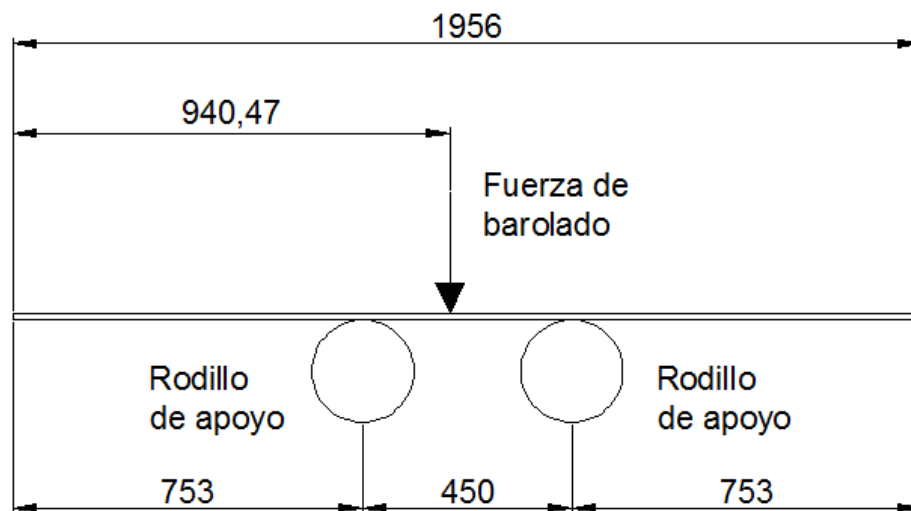


Figura 4-3. Restricciones de movimiento

En estos dos puntos está restringido el movimiento en el eje z, de esta forma se asegurará que la deformación de la plancha solo se de en el mismo eje que es aplicada la fuerza de barolado.

4.2.3. Condiciones para la fuerza aplicada

Para la simulación se aplicará la fuerza necesaria para barolar la plancha a un radio de 304.8 mm, ya que esta sería la condición más crítica, por lo tanto la fuerza a aplicar es la que se definió en el Capítulo III, y tiene una magnitud de:

$$P_1 = 4.925 \times 10^5 \text{ [N]}$$

4.3. Simulación de las cargas aplicadas en el barolado

4.3.1. Definición del tipo de análisis

Para esta aplicación se seleccionará un tipo de análisis estructural, en las preferencias.

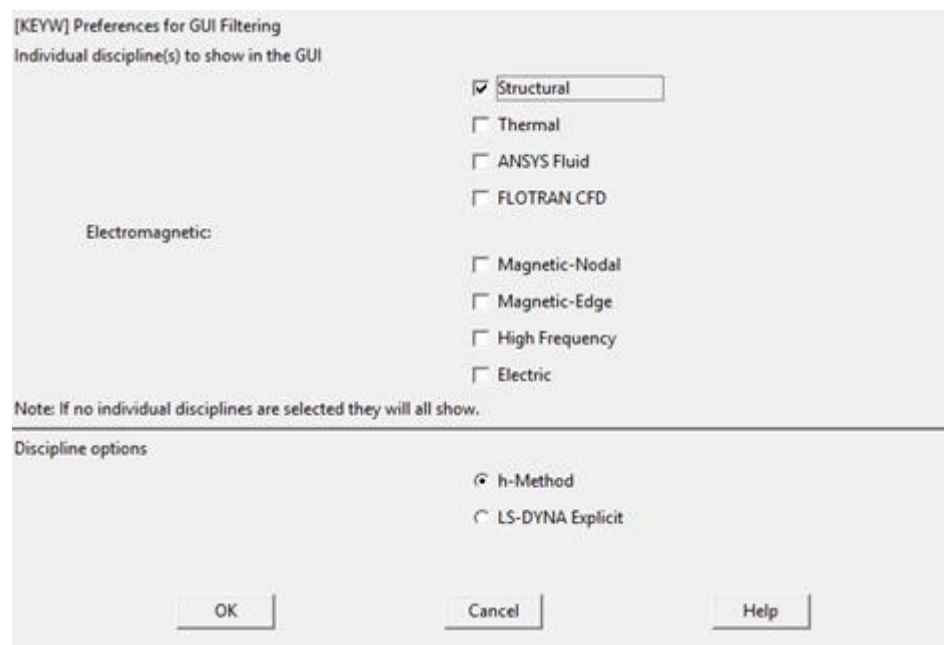


Figura 4-4. Selección del tipo de análisis

4.3.2. Elemento finito a emplearse

El elemento finito que se utilizara para la simulación debe ser del tipo membrana ya que se simulará la carga aplicada en la plancha de acero, el elemento finito seleccionado es el SHELL281 esto debido a que es un elemento de 8 nodos con 6 grados de libertad para cada nodo, alberga nodos en los puntos medios de los lados del elemento, lo cual provoca mayor

precisión en los cálculos que se realizan. Este elemento es adecuado para analizar estructuras SHELL desde delgadas hasta moderadamente gruesas y aplicaciones no lineales de tensión.

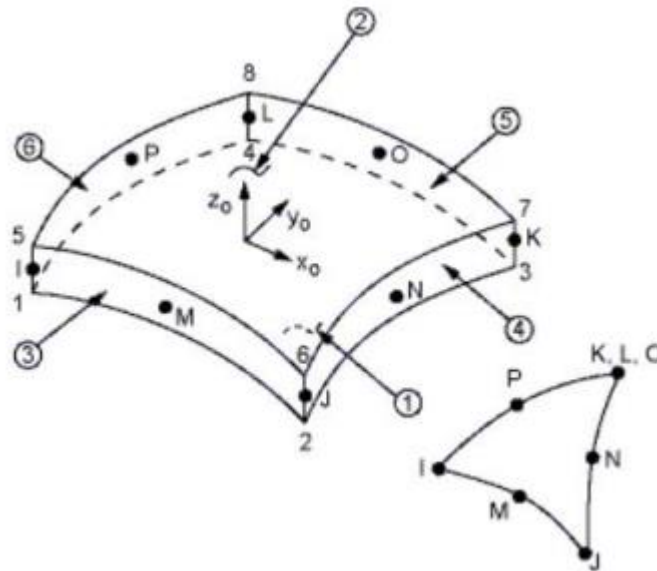


Figura 4-5. Geometría del elemento finito SHELL281

Fuente: (Universidade Federal do Paraná, Aplicação do método dos elementos finitos no estudo da teoria das placas, Pág. 66, 2012).

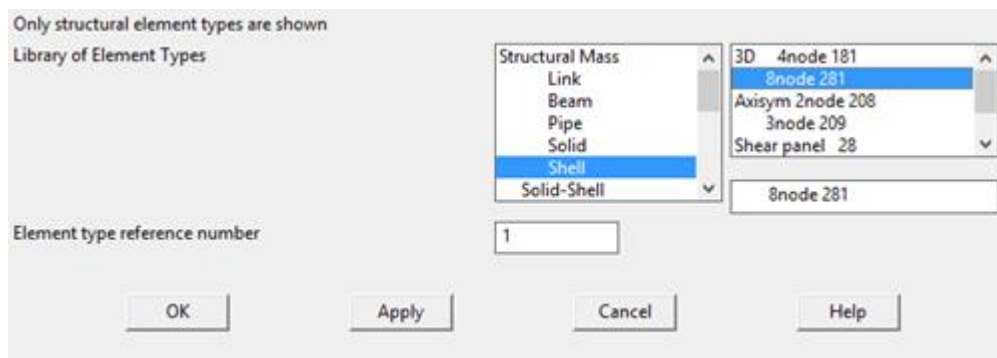


Figura 4-6. Selección del elemento finito

4.3.3. Propiedades del material

Las propiedades del material que se ingresarán en la simulación son las que se presentan en la Tabla 3-3, para lo cual en el programa se ingresará el módulo de Young, coeficiente de Poisson y los valores de la deformación y esfuerzo para la zona plástica del diagrama esfuerzo-deformación.

En la Figura 4-7 se presenta el ingreso del módulo de Young y coeficiente de Poisson.

Temperatures	T1
EX	2.1E+11
PRXY	0.3

Figura 4-7. Ingreso módulo de Young y coeficiente de Poisson

En la Figura 4-8 se presenta el ingreso de los valores de esfuerzo y deformación para cada punto del diagrama esfuerzo-deformación.

T1	STRAIN	STRESS
0	0.00097571	2.05E+008
	0.019276	3.5799E+008
	0.037576	3.9834E+008
	0.055876	4.2445E+008
	0.074176	4.4413E+008
	0.092476	4.6008E+008
	0.11078	4.7356E+008
	0.12908	4.8529E+008
	0.14738	4.957E+008
	0.16568	5.0507E+008

Figura 4-8. Ingreso valores de esfuerzo y deformación del material

Y finalmente en la Figura 4-9 se presenta el diagrama esfuerzo-deformación para el material SA-387 Gr22 ingresado en el programa MEF empleado.

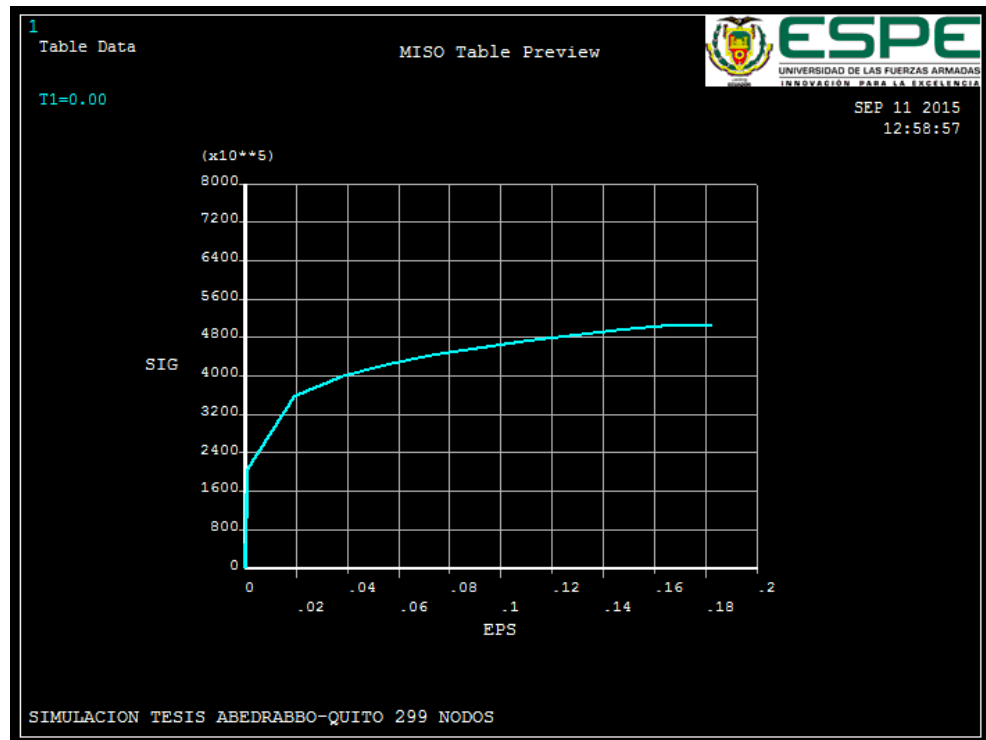


Figura 4-9. Diagrama esfuerzo-deformación software MEF

4.3.4. Espesor del Material

El espesor del material se determinó en el Capítulo III, considerado para la condición más crítica del barolado que es 13 mm, en la Figura 4-10 se presenta el ingreso de este valor en el programa.

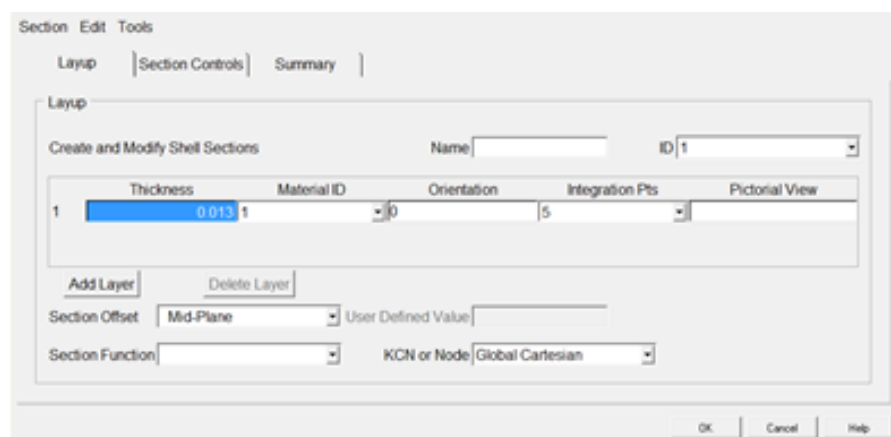


Figura 4-10. Ingreso espesor del material

4.3.5. Definición de puntos clave

Para los puntos clave será tomado en cuenta la geometría de la plancha de acero es decir una dimensión de 3000 mm x 1956 mm, además de tomar en consideración los puntos de apoyo y los de la fuerza de barolado. Los cuales se presentan en la Tabla 4-1:

Tabla 4-1.
Coordenadas de puntos clave

PUNTO	COORDENADAS		
	X	Y	Z
1	0	0	0
2	0.753	0	0
3	0.94047	0	0
4	1.203	0	0
5	1.956	0	0
6	1.956	3	0
7	1.203	3	0
8	0.94047	3	0
9	0.753	3	0
10	0	3	0

La Figura 4-11 presenta la introducción de estos puntos en el programa MEF empleado.

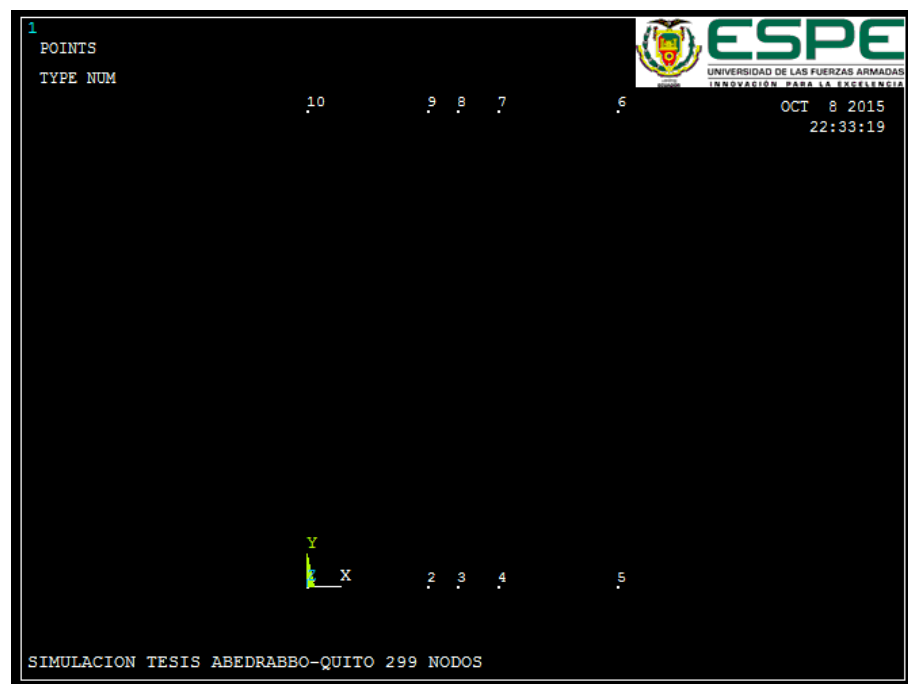


Figura 4-11. Puntos clave

4.3.6. Creación del área de la plancha

El primer paso es crear las líneas en base a los puntos clave que se ilustran en la Figura 4-11, así como también las líneas del área de la plancha, la construcción de las líneas se presenta en la Figura 4-12. Líneas guía

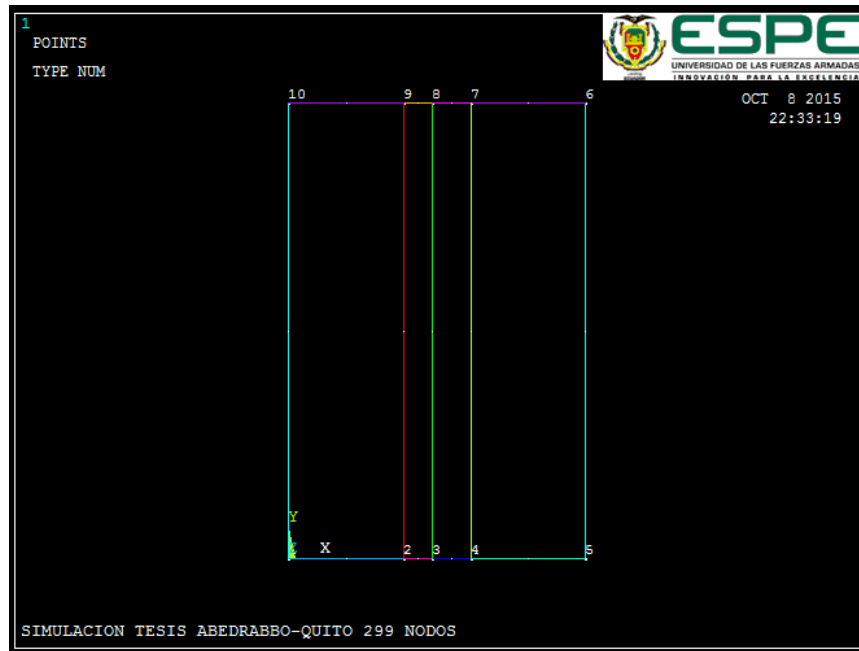


Figura 4-12. Líneas guía

El siguiente paso es generar 4 áreas distintas como se ilustra en la Figura 4-13, tomando en consideración las líneas creadas en la Figura 4-12.

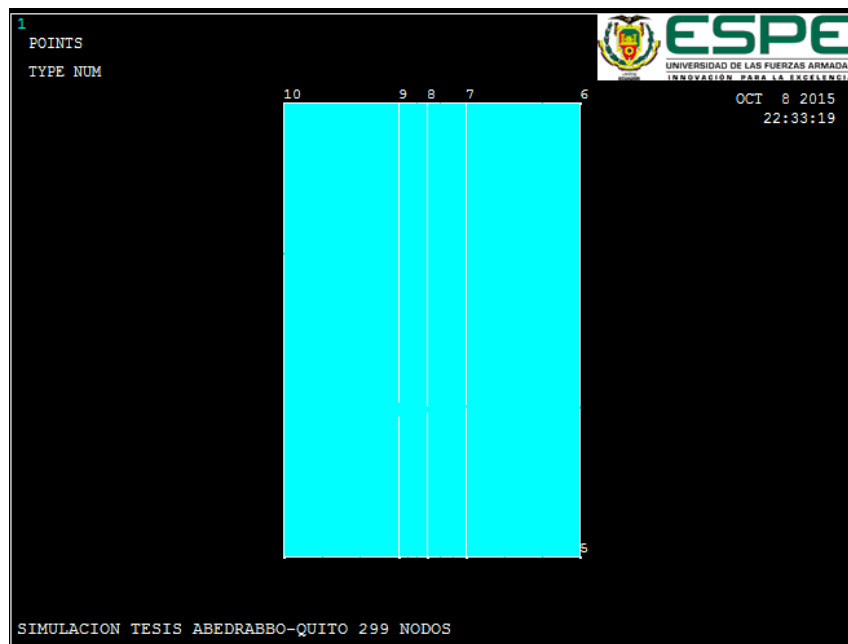


Figura 4-13. Área generada de la plancha

4.3.7. Análisis del tamaño de la malla computacional

Primero se determina los atributos del área del mallado.

[AATT] Assign Attributes to Picked Areas	
MAT Material number	1
REAL Real constant set number	None defined
TYPE Element type number	1 SHELL281
ESYS Element coordinate sys	0
SECT Element section	1

Figura 4-14. Atributos del área de mallado

El siguiente paso es el más importante en el mallado ya que en si se determina el tamaño de la malla, se dividen las líneas L2, L4, L11 L13 en 20 elementos, las líneas L5, L7, L8 y L10 en 10 elementos y las líneas L1, L3, L6, L9 y L12 son las que más influyen en el tamaño de la malla para lo cual después de varias iteraciones se obtuvo que el mas optimo es cuando se divide las líneas en 149 elementos, generando de esta manera 299 nodos en el Eje Y, ya que como se explicó en la selección del elemento finito el elemento finito SHELL281 genera nodos intermedios de cada elemento. Finalmente bajo estos parámetros el mallado queda de la siguiente manera Figura 4-155.

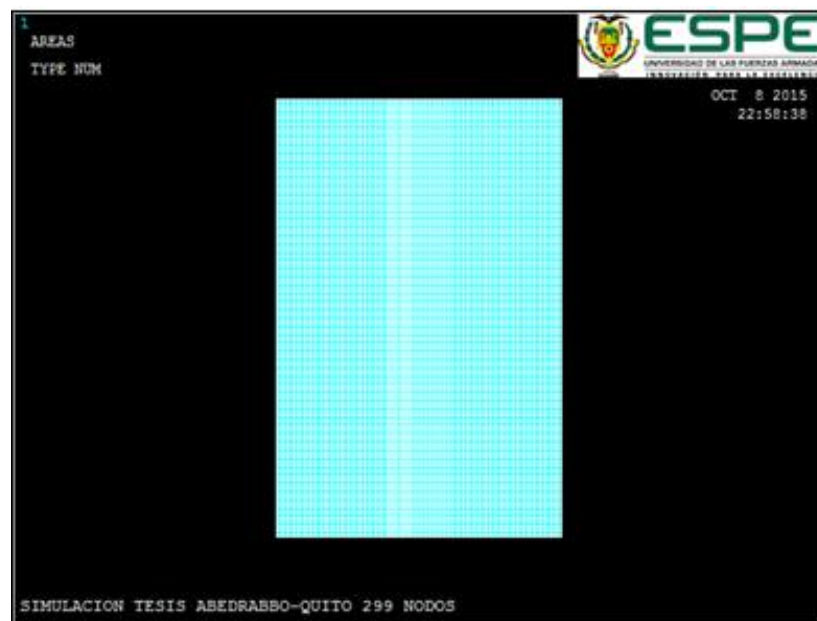


Figura 4-15. Mallado de la plancha

4.3.8. Aplicación de las cargas

Se aplica los puntos de apoyo de los rodillos, para facilitar el ingreso de las restricciones de movimiento y las cargas se redibuja tan solo las líneas como se observa en la Figura 4-16.

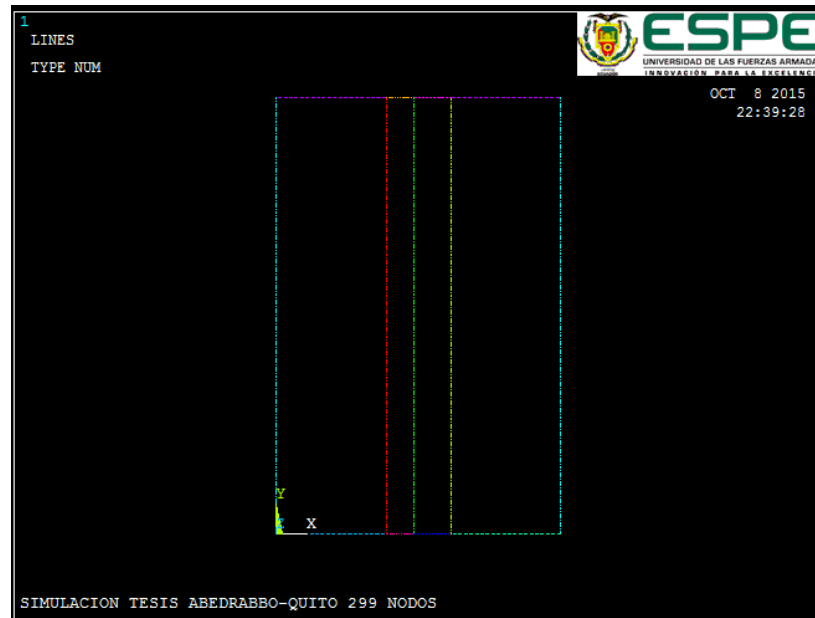


Figura 4-16. Redibujado de líneas

En la Figura 4-17 se ilustra la aplicación de restricciones en el modelo generado.

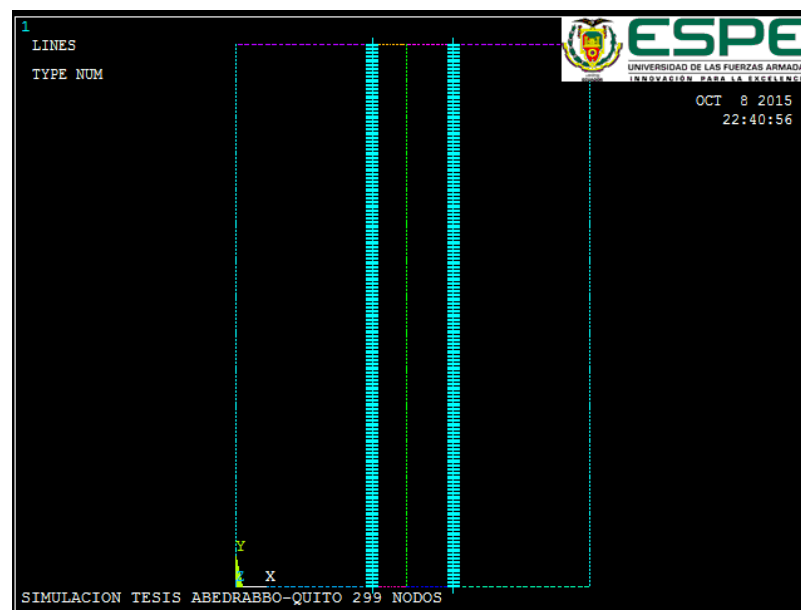


Figura 4-17. Aplicación de restricciones de movimiento

Como se generó 299 nodos la Fuerza requerida para el barolado determinada analíticamente debe ser dividida para el número de nodos por lo tanto la fuerza a aplicarse en cada nodo es de:

$$P_{nodos} = \frac{P_1}{\#nodos} = \frac{492500}{299} = 1647 \text{ [N]}$$

EL ingreso de esta fuerza en el modelo se lo presenta en la Figura 4-18.

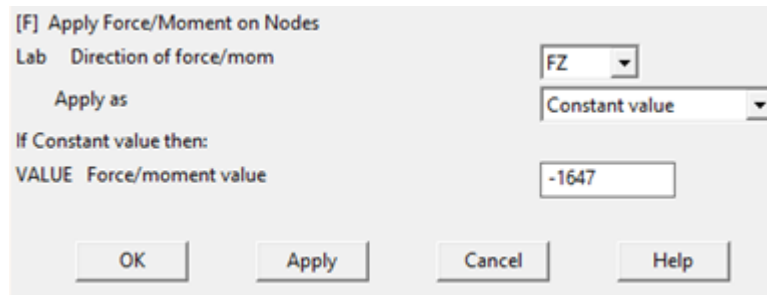


Figura 4-18. Ingreso de fuerza nodal

Una vez ingresadas las restricciones y la fuerza en cada nodo se obtiene finalmente las cargas en el modelo generado, esto se presenta en la Figura 4-19.

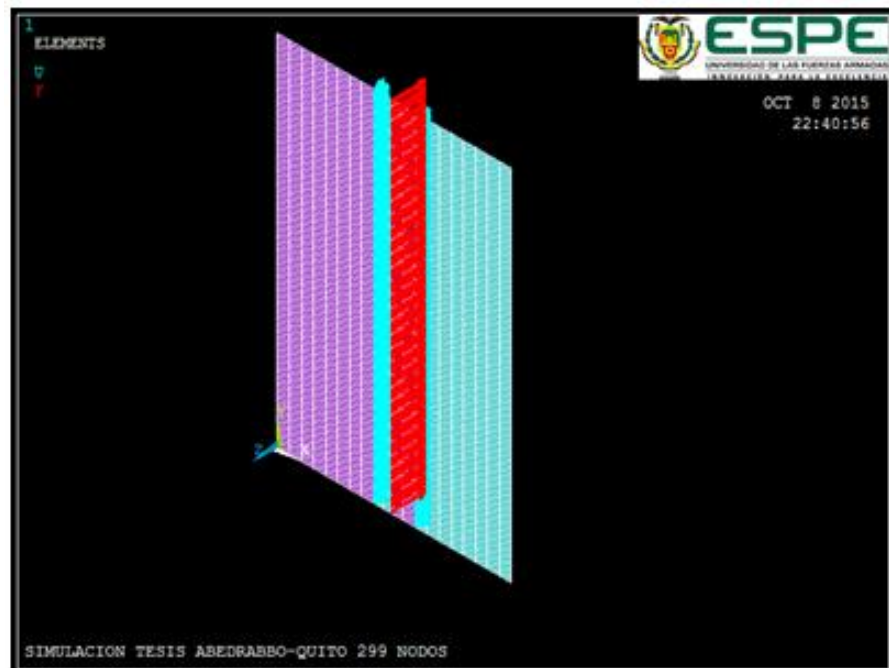


Figura 4-19. Visualización de cargas aplicadas.

4.4. Convergencia de los resultados

En la Tabla 4-2 se muestran las iteraciones que se realizaron hasta obtener una deformación válida en el método.

Tabla 4-2.
Iteraciones de número de nodos para la deformación

FUERZA TOTAL [N]	NODOS	FUERZA POR NODOS [N]	DEFORMACIÓN ANALÍTICA [mm]	DEFORMACIÓN SIMULACIÓN [mm]	% VARIACIÓN
492500	19	25921	63.949	74.341	16.250
	29	16983		66.46	3.927
	39	12628		64.016	0.105
	49	10051		62.737	1.895
	99	4975		60.451	5.470
	149	3305		59.732	6.594
	199	2475		59.433	7.062
	249	1978		59.23	7.379
	299	1647		59.06	7.645

Para confirmar que ya no se requieren más iteraciones se realizó el gráfico Deformación Simulación vs # Nodos en la Figura 4-20. Se observa la convergencia total de los resultados.

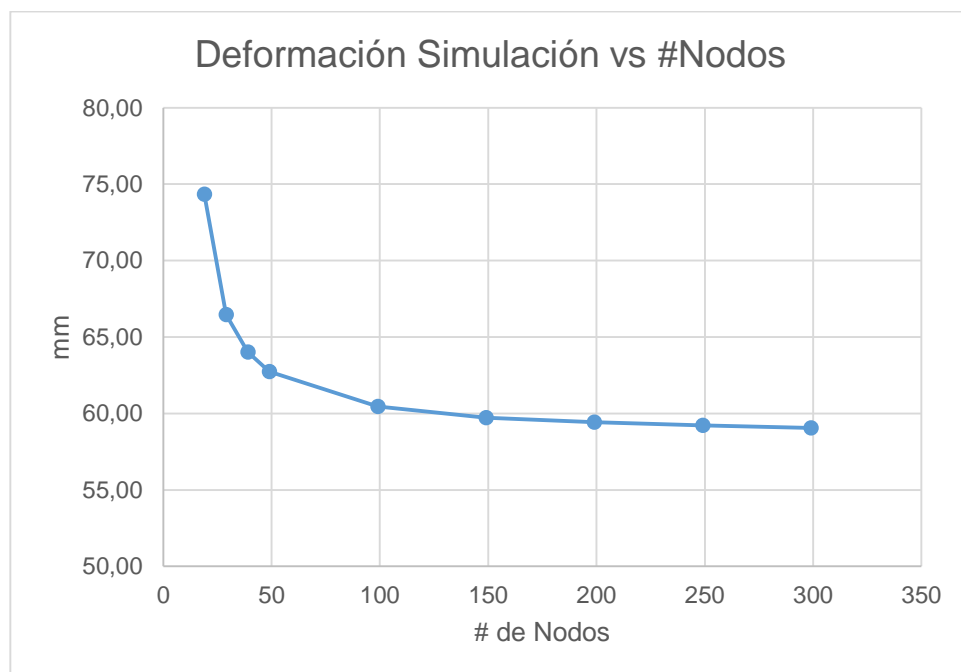


Figura 4-20. Convergencia de resultados para la deformación

En la Tabla 4-23 se muestran las iteraciones que se realizaron hasta obtener un esfuerzo de flexión válido.

Tabla 4-3.
Iteraciones de número de nodos para el esfuerzo

FUERZA TOTAL [N]	NODOS	FUERZA POR NODOS [N]	ESFUERZO ANALÍTICO [MPa]	ESFUERZO SIMULACIÓN [MPa]	% VARIACIÓN
492500	19	25921	429.888	475	10.494
	29	16983		474	10.261
	39	12628		471	9.563
	49	10051		471	9.563
	99	4975		471	9.563
	149	3305		471	9.563
	199	2475		471	9.563
	249	1978		471	9.563
	299	1647		471	9.563

Para confirmar que ya no se requieren más iteraciones se realizó el gráfico Esfuerzo Simulación vs # Nodos en la Figura 4-20. Convergencia de resultados para la deformación Se observa la convergencia total de los resultados.

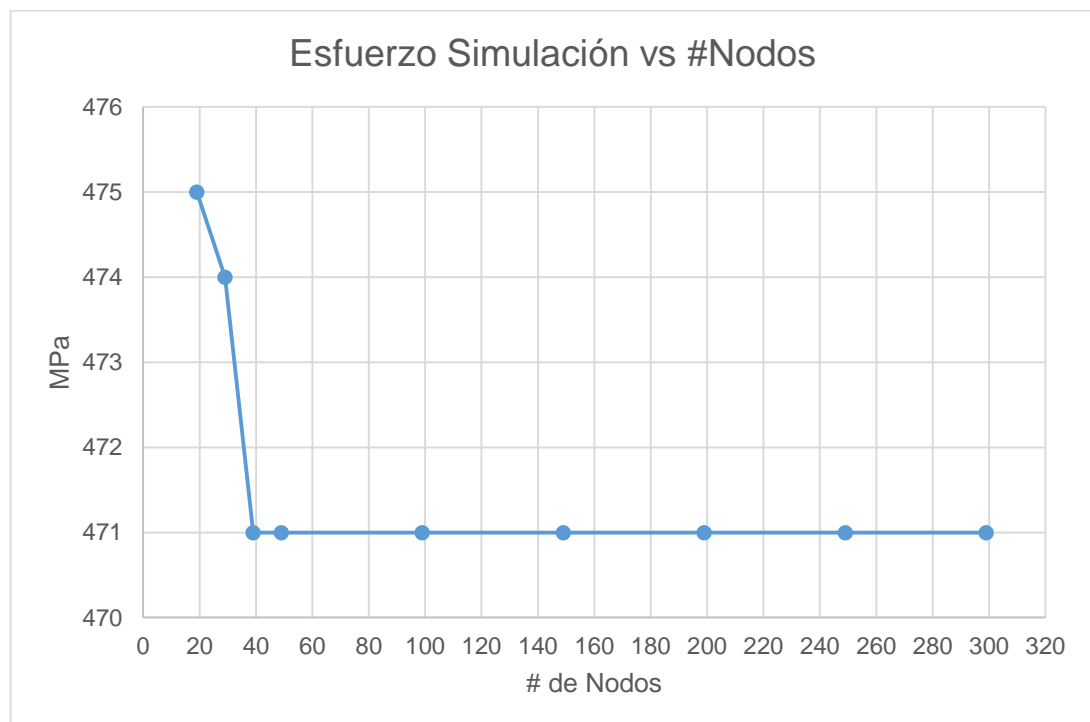


Figura 4-21. Convergencia de resultados para el esfuerzo

4.5. Validación del método

Como se aprecia en la Figuras 4-22 y Figura 4-23. La deformación en el centro de la plancha es de 0.059060 [m], obtenido mediante la simulación con software MEF, este valor se debe comparar con el valor obtenido analíticamente y así determinar la variación que existe entre ambos métodos. Por lo tanto se aplicara la Ecuación 4-2.

Ecuación 4-2. Porcentaje de variación

$$\%variación = \frac{Valor\ analitico - Valor\ simulacion}{Valor\ analitico} * 100$$

$$\%variación_{deformacion} = \frac{63.949 - 59.060}{63.949} * 100 = 7.645\%$$

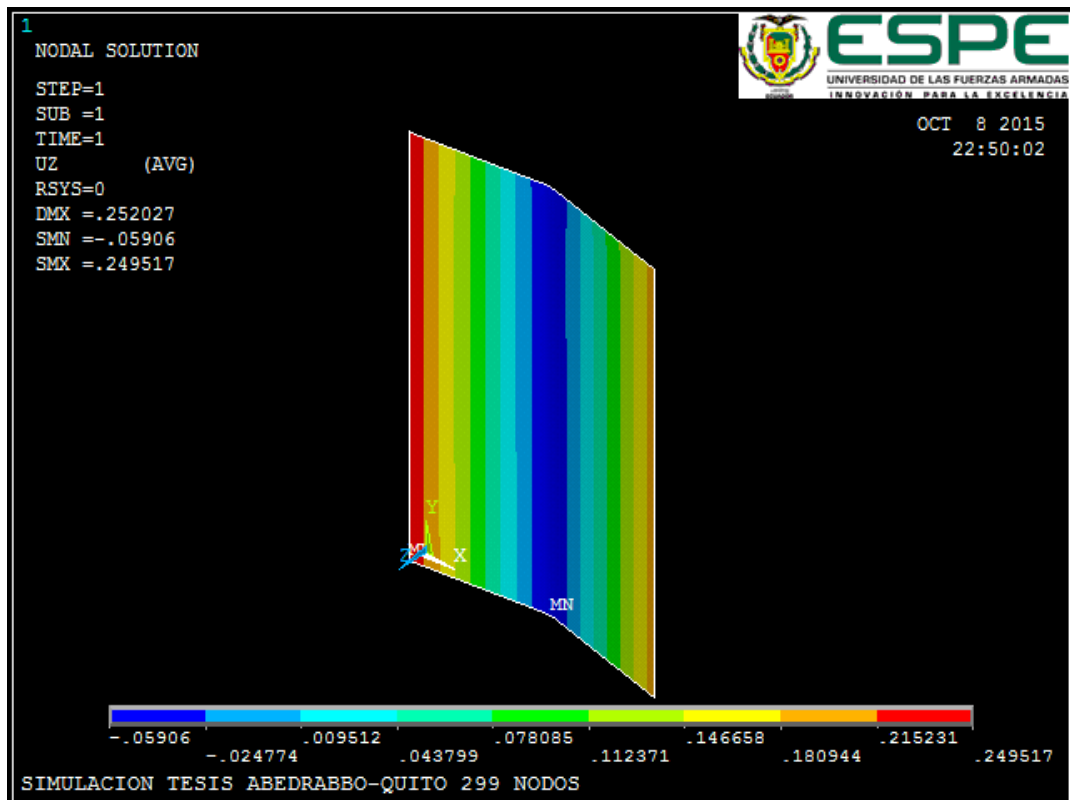


Figura 4-22. Deformación en el eje Z (Vista isométrica)

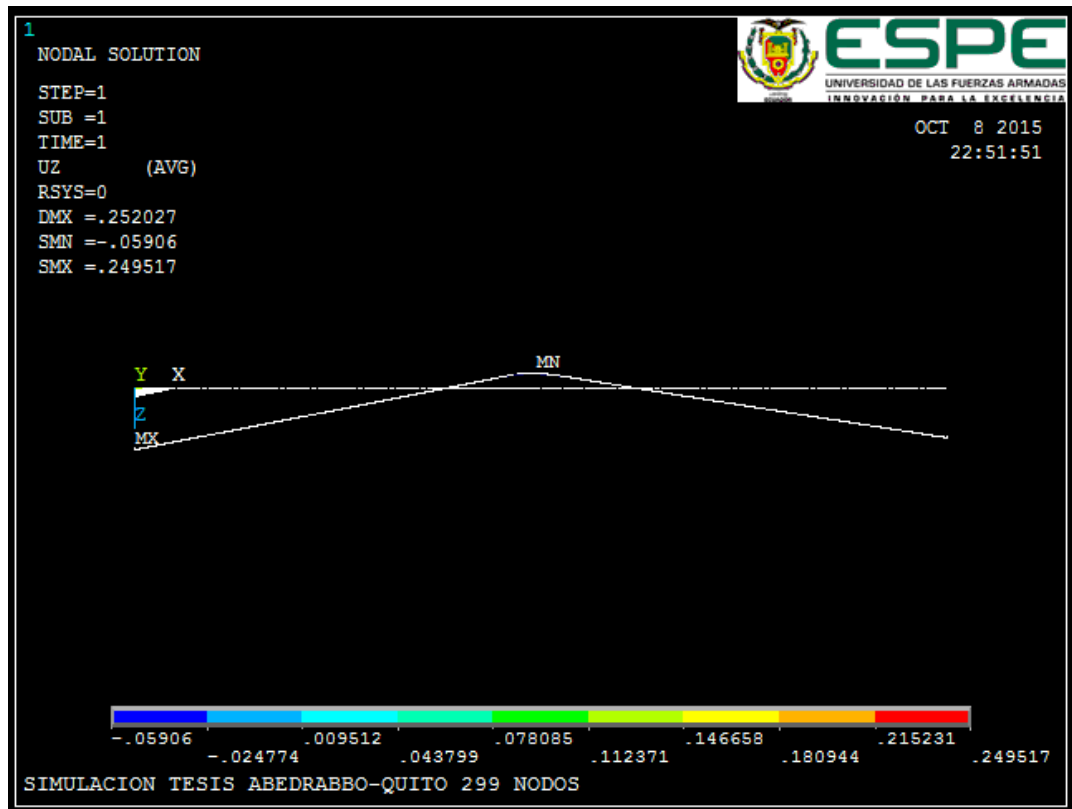


Figura 4-23. Deformación en el eje Z (Vista frontal)

Como se aprecia en la Figuras 4-24 y Figura 4-25. El esfuerzo que se genera en la plancha en el proceso de barolado es de 471 [MPa], obtenido mediante la simulación con software MEF, este valor se debe comparar con el valor obtenido analíticamente y así determinar la variación que existe entre ambos métodos. Por lo tanto se aplicara la Ecuación 4-2.

$$\%variación_{esfuerzo} = \frac{429.888 - 471}{429.888} * 100 = 9.56\%$$

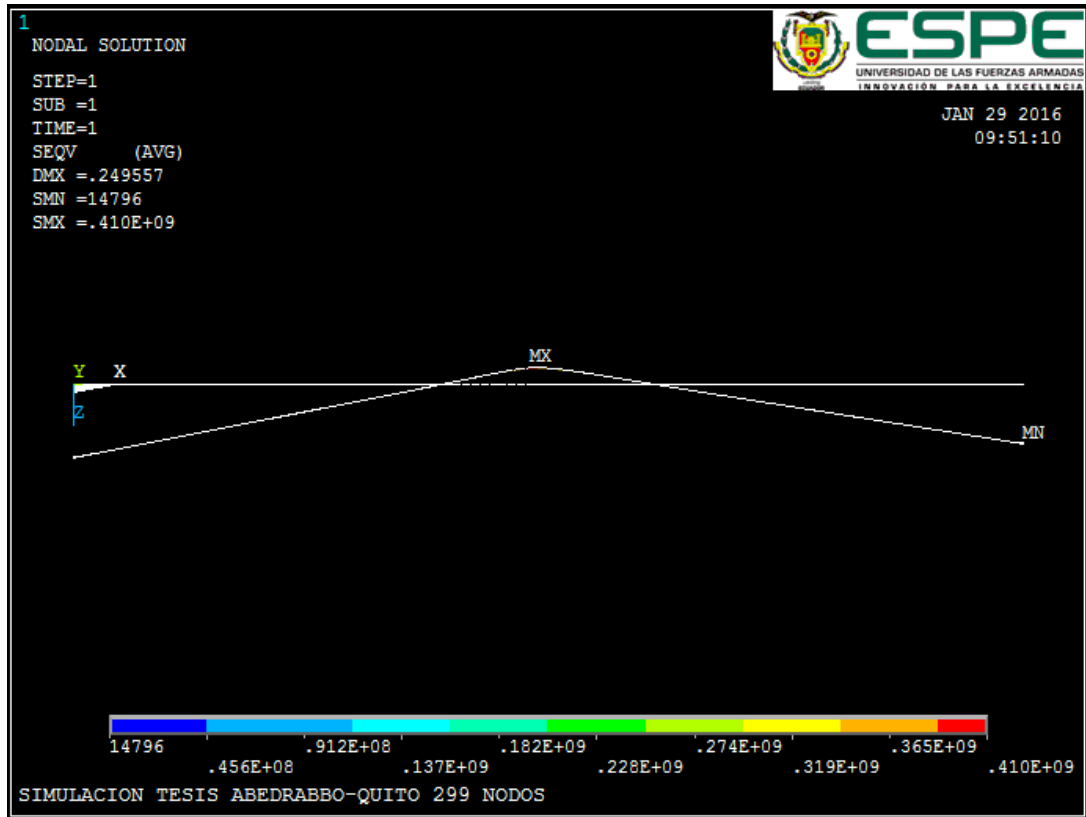


Figura 4-24. Esfuerzo de flexión (Vista frontal)

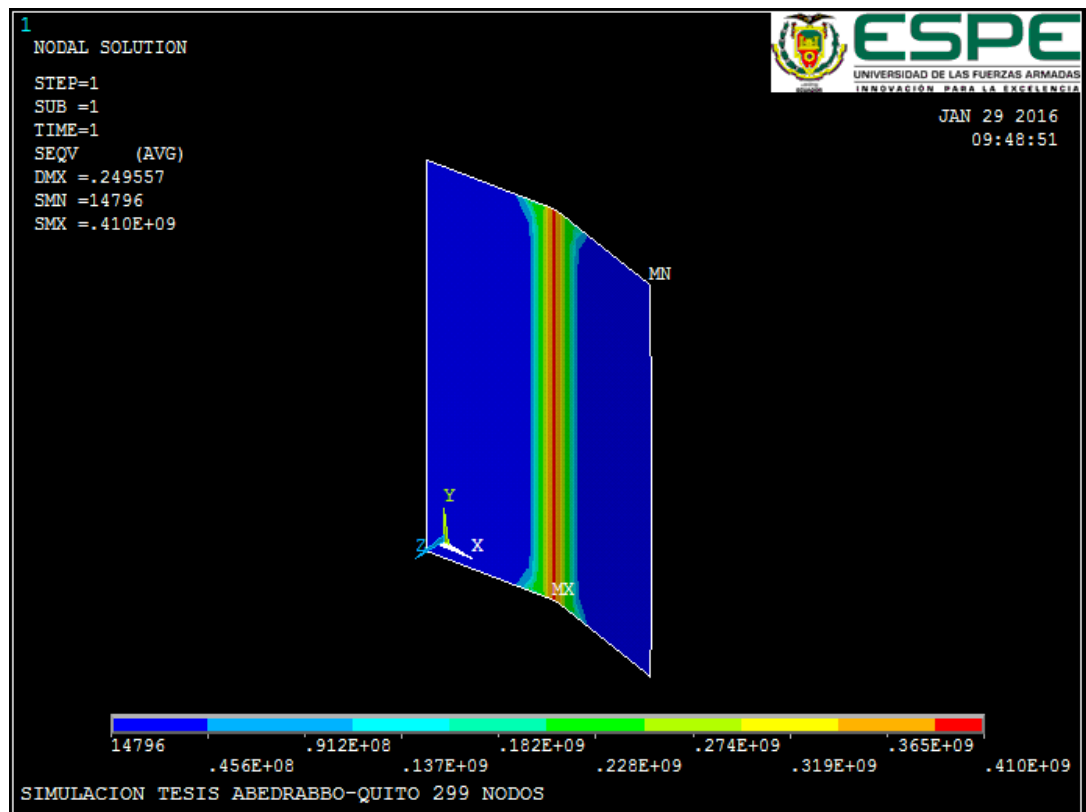
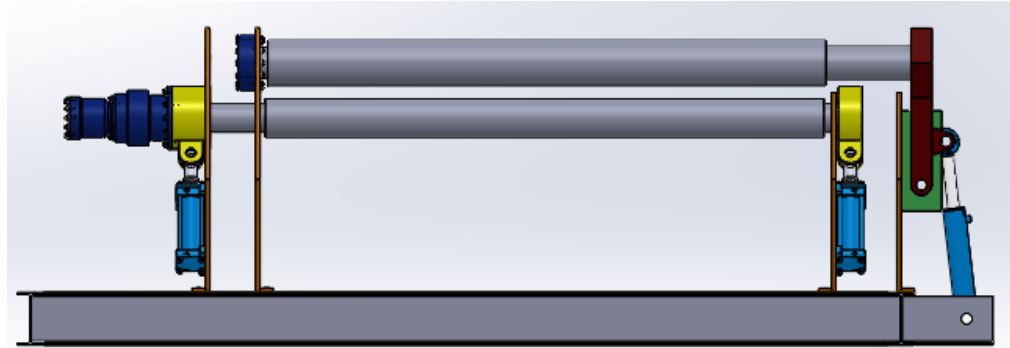


Figura 4-25. Esfuerzo de flexión (Vista isométrica)

CAPÍTULO V

5. DISEÑO DE LA MÁQUINA BAROLADORA



En la

Figura 5-1 se muestra el posible esquema de la maquina baroladora mediante el cual nos basaremos para todo el diseño de la máquina.

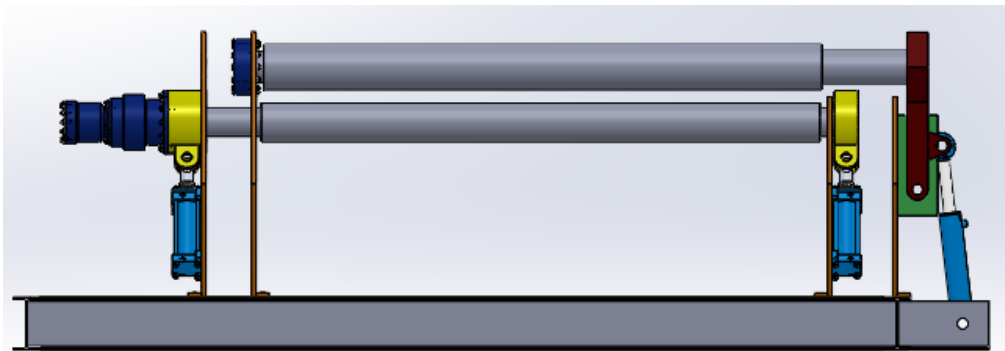


Figura 5-1. Esquema principal de la máquina

5.1. Especificaciones del Diseño

Tabla 5-1.
Especificaciones técnicas

Empresa cliente:	Producto:	Fecha inicial:	
PMEC S.A.	BAROLADORA PARA	2015-03-31	
Empresa de ingeniería:	CHAPA METÁLICA	Última revisión:	
ESPE		2016-01-29	
		Página: 1 de 2	
Especificaciones			
Concepto	Propone	R/D	Descripción
Función	C	R	Máquina baroladora del tipo piramidal.
	C	NR	La máquina debe ser capaz de realizar barolado cónico.

I	D	El bastidor debe estar conformado en su parte inferior por perfiles estructurales HEB.
C	R	La tubería debe estar sujeta a la tolerancia estipulada por la Pipe fabrication Institute Engineering committee.
C	R	La virola formada para recipientes a presión debe estar sujeta a las tolerancias estipuladas por la norma ASME Sección VIII División I.

Tabla 5 1.
Especificaciones técnicas (continuación)

Empresa cliente:		Producto:	Fecha inicial: 2015-03-31
PMEC S.A.		BAROLADORA PARA CHAPA METÁLICA	Última revisión: 2016-01-29
Empresa de ingeniería: ESPE			Página: 2 de 2
Especificaciones			
Concepto	Propone	R/D	Descripción
Dimensiones	C	NR	El equipo debe tener la capacidad máxima de barolar chapa metálica de 3000 mm de ancho y 13 mm de espesor.
	I	R	El rodillo superior debe poseer una dimensión de 260 mm de diámetro.
	I	R	Los rodillos inferiores deben poseer una dimensión de 220 mm de diámetro.
Fuerzas	I	R	Torque
Materiales	C	D	El material crítico que se empleara para barolar es acero ASTM A387.
Señales y control	C	R	El movimiento de cada actuador será independiente el uno del otro.
	I	D	Se debe implementar un sistema que permita alinear horizontalmente los rodillos inferiores.
Vida Útil	C	R	Tomando como ciclo de trabajo diario 2 horas el equipo debe contar con una vida útil de 10 años.

Aspectos legales	I	R	Cumplimiento de normas de diseño (VDI 2221) y seguridad.
---------------------	---	---	---

Propone: C=Cliente; I = Ingeniería;

R/D: R=Requerimiento; NR = Nuevo requerimiento; D = Deseo

5.2. Análisis funcional y modularidad

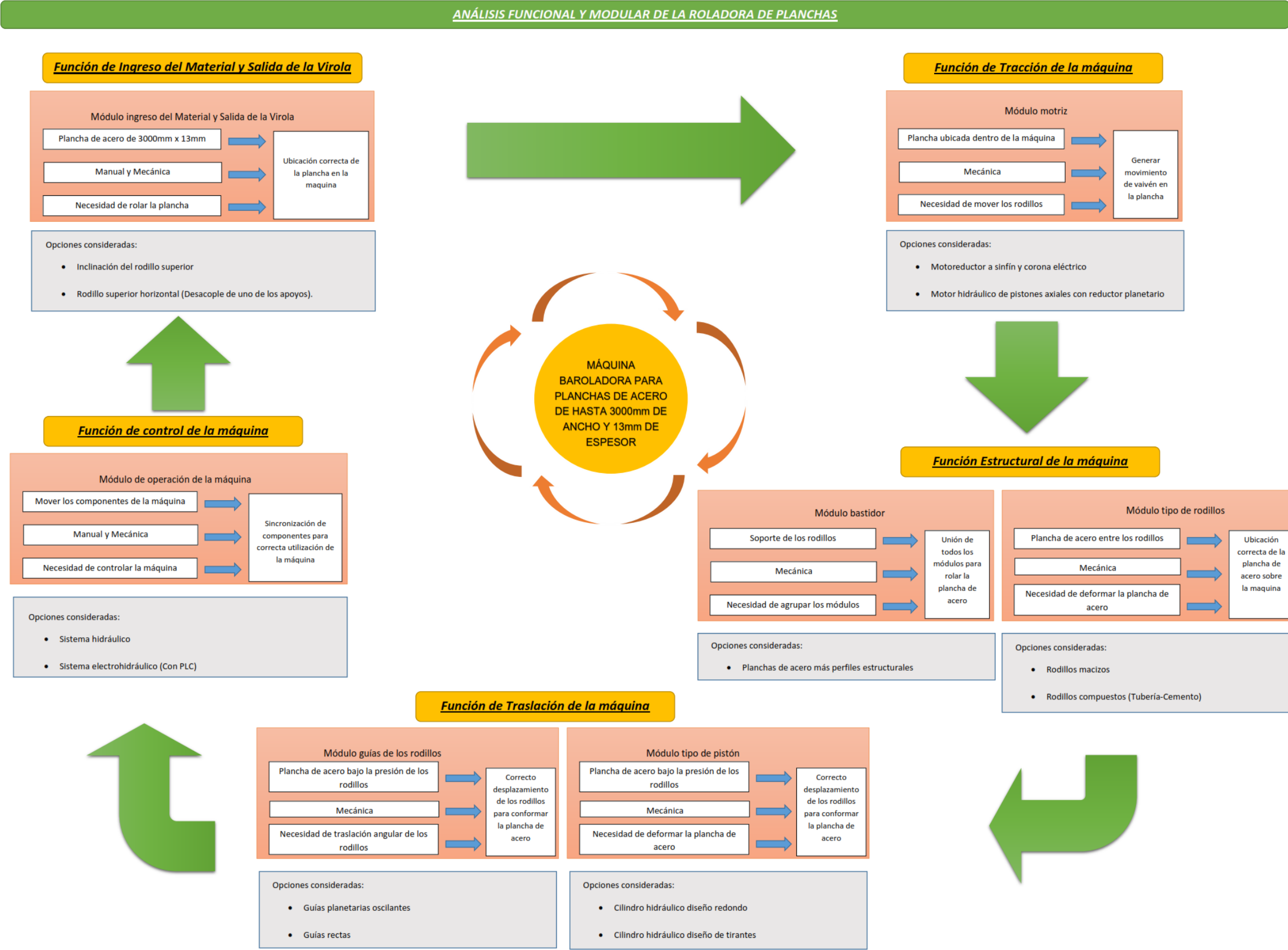


Figura 5-2. Diagrama de análisis funcional y modular


5.3. Estudio de las alternativas de cada módulo

Para el estudio de las diversas alternativas que existen para los módulos expuestos en el análisis funcional y modularidad, se emplearán 2 tipos de matrices, primero se desarrollará una matriz de priorización para determinar el factor de ponderación de cada criterio que se empleará posteriormente en la matriz de decisión, los criterios que se emplearán variarían dependiendo del tipo de módulo que se esté analizando.

5.3.1. Módulo Motriz

Para este módulo se cuenta con 2 alternativas las mismas que se ilustran en la Tabla 5-2.

Tabla 5-2.
Especificaciones alternativas módulo motriz

Especificaciones	Alternativas	
	<u>Alternativa A</u>	<u>Alternativa B</u>
Nombre	Motoreductor a sinfín y corona eléctrico	Motor hidráulico de pistones axiales con reductor planetario
Ilustración		
Marca	Lentax	Eaton
Modelo	26HR 1000	ME350BG CPHFL-72D-5
Potencia [kW]	7.5	6.8
Eficiencia mecánica [%]	81	95
Eficiencia reducción [%]	76	98
Velocidad [rpm]	40	10

Los criterios que se emplearán para el estudio de este módulo son:

Potencia: Debido a que se aplicarán grandes cargas en el barolado se requiere de motores que brinden alta potencia.

Eficiencia: Relación entre la potencia de salida y la potencia de entrada, para la potencia de salida se considera la potencia de entrada menos las pérdidas que puedan existir dentro del motor.

Velocidad de giro: Para generar un correcto barolado se requiere que los rodillos giren a una velocidad aproximada de 10 RPM, esta velocidad es muy difícil conseguirlo directo del motor pero se requiere que el motor gire lo más próximo a esta velocidad.

Espacio requerido: El motor debe ser lo más compacto posible ya que debido a factores geométricos de la máquina, no se cuenta de un gran espacio para la ubicación del motor.

Facilidad de montaje: El motor debe presentar ausencia de procedimientos complicados es decir que no se requiera un tiempo prolongado para el montaje del motor en la máquina.

Tabla 5-3.
Matriz de priorización para el módulo motriz.

No	Criterios de decisión	1	2	3	4	5	6	7	Suma	Factor de ponderación
1	Potencia	1	1	1	1	1	1	1	6	0.29
2	Eficiencia mecánica		1	0.5	1	1	1	1	4.5	0.21
3	Eficiencia reducción		0.5	1	1	1	1	1	4.5	0.21
4	Velocidad				1	1	1	1	3	0.15
5	Espacio requerido					1	0.5	1	1.5	0.07
6	Facilidad de montaje					0.5		1	1.5	0.07
	SUMA								21	1.00


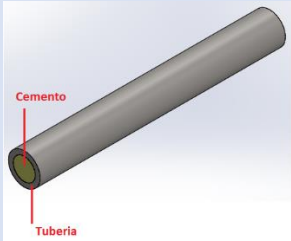
Tabla 5-4.
Matriz de decisión para el módulo motriz.

No	Criterio de decisión	Factor de ponderación	Motoreductor a sinfín y corona eléctrico		Motor hidráulico de pistones axiales con reductor planetario	
			RF	Valor	RF	Valor
1	Potencia	0.29	10	2.90	9.1	2.64
2	Eficiencia mecánica	0.21	8.1	1.70	9.5	2.00
3	Eficiencia reducción	0.21	7.6	1.60	9.8	2.06
4	Velocidad	0.15	2.5	0.38	10	1.50
5	Espacio requerido	0.07	8	0.56	10	0.70
6	Facilidad de montaje	0.07	8	0.56	8	0.56
	SUMA	1.00		7.70		9.46
	PRIORIDAD			2		1

5.3.2. Módulo Tipo de rodillos

Para este módulo se cuenta con 2 alternativas las mismas que se ilustran en la Tabla 5-5

Tabla 5-5.
Especificaciones alternativas tipos de rodillos

Especificaciones	Alternativas	
	<u>Alternativa A</u>	<u>Alternativa B</u>
Nombre	Rodillo macizo	Rodillo compuesto
Ilustración		
Material	Eje de acero macizo	Tubería de acero con centro de concreto

Los criterios que se emplearán para el estudio de este módulo son:

Rigidez: Los rodillos empleados para las máquinas baroladoras deben presentar una rigidez adecuada a la aplicación ya que se debe disminuir lo máximo posible las deflexiones que existan en el rodillo al momento del barolado.

Costo: Se debe pensar en la mejor alternativa entre modelos para los rodillos tanto desde el punto de vista técnico como el punto de vista económico.

Vida Útil: Debido al costo que tendrán los rodillos se requiere que los mismos presenten una vida útil para un servicio de 2 horas diarias por un periodo de 10 años.

Facilidad de mecanizado: El diseño de los rodillos debe presentar facilidades al momento de mecanizar.

Disponibilidad en el mercado: De ser posible se debe utilizar materiales que estén disponibles dentro del mercado nacional, de no ser así que el material sea de fácil importación.

Tabla 5-6.
Matriz de priorización para el módulo tipo de rodillos.

No	Criterios de decisión	1	2	3	4	5	6	Suma	Factor de ponderación
1	Rigidez	■	1	1	1	1	1	5	0.34
2	Costo		■	0.5	1	1	1	3.5	0.23
3	Vida útil		0.5	■	1	1	1	3.5	0.23
4	Facilidad de mecanizado				■	1	1	2	0.13
5	Disponibilidad en el mercado					■	1	1	0.07
	SUMA							15	1.00

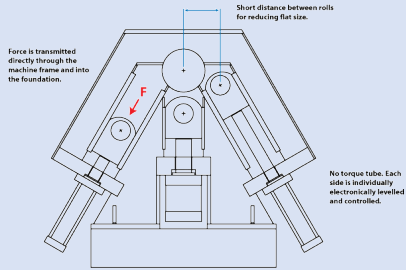
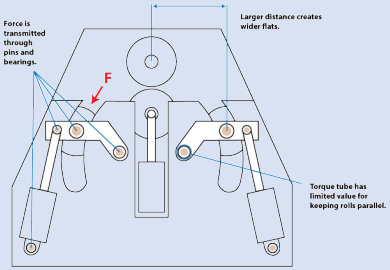
Tabla 5-7.
Matriz de decisión para el módulo tipo de rodillos.

No	Criterio de decisión	Factor de ponderación	Rodillo macizo		Rodillo compuesto	
			RF	Valor	RF	Valor
1	Rigidez	0.34	10	3.4	6	2.04
2	Costo	0.23	6	1.38	9	2.07
3	Vida útil	0.23	9	2.07	6	1.38
4	Facilidad de mecanizado	0.13	7	0.91	9	1.17
5	Disponibilidad en el mercado	0.07	5	0.35	9	0.63
	SUMA	1.00		8.11		7.29
	PRIORIDAD			1		2

5.3.3. Módulo Guías de los rodillos

Para este módulo se cuenta con 2 alternativas las mismas que se ilustran en la Tabla 5-8.

Tabla 5-8.
Especificaciones alternativas guías de los rodillos

Especificaciones	Alternativas	
	<u>Alternativa A</u>	<u>Alternativa B</u>
Nombre	Guías rectilíneas	Guías planetarias oscilantes
Ilustración		
Costo	Las guías rectilíneas son más caras de producir debido a que se requiere un mecanizado adicional y los cilindros hidráulicos tienen un diámetro mayor.	Este concepto requiere cilindros hidráulicos más pequeños y menos mecanizado que las guías rectilíneas y por lo tanto cuesta menos.
Paralelismo	No existen esfuerzos de torsión que afecten al paralelismo y la exactitud del rodado.	Perdida de paralelismo debido a desgaste del brazo oscilante.

Los criterios que se emplearán para el estudio de este módulo son:

Costo: Se debe pensar en la mejor alternativa entre modelos para las guías de los rodillos tanto desde el punto de vista técnico como el punto de vista económico.

Vida Útil: Se debe proporcionar para las guías de los rodillos una vida útil similar a la de los rodillos.

Paralelismo: Las guías deben ayudar a conseguir un paralelismo lo más exacto posible entre los rodillos inferiores de la baroladora.

Mantenimiento: Debido a factores de producción se requiere que las guías para los rodillos tengan un mantenimiento sencillo.

Facilidad de mecanizado: Las guías empleadas para los rodillos deben presentar facilidades al momento del mecanizado ya se requiere un modelo sencillo y funcional.

Tabla 5-9.
Matriz de priorización para el módulo guías de los rodillos.

No	Criterios de decisión	1	2	3	4	5	6	Suma	Factor de ponderación
1	Costo		0.5	1	1	1	1	4.5	0.30
2	Vida útil	0.5		1	1	1	1	4.5	0.30
3	Paralelismo				1	1	1	3	0.20
4	Mantenimiento					1	1	2	0.13
5	Facilidad de mecanizado						1	1	0.07
	SUMA							15	1.00

Tabla 5-10.
Matriz de decisión para el modulo guías de los rodillos.

No	Criterio de decisión	Factor de ponderación	Guías rectilíneas		Guías planetarias oscilantes	
			RF	Valor	RF	Valor
1	Costo	0.30	7	2.1	10	3
2	Vida útil	0.30	9	2.7	7	2.1
3	Paralelismo	0.20	9	1.8	6	1.2
4	Mantenimiento	0.13	8	1.04	6	0.78
5	Facilidad de mecanizado	0.07	7	0.49	9	0.63
	SUMA	1.00		8.13		7.71
	PRIORIDAD			1		2

5.3.4. Módulo tipos de pistón

Para este módulo se cuenta con 2 alternativas las mismas que se ilustran en la Tabla 5-11.

Tabla 5-11.
Especificaciones alternativas tipos de pistón

Especificaciones	Alternativas	
	<u>Alternativa A</u>	<u>Alternativa B</u>
Nombre	Cilindro hidráulico diseño redondo	Cilindro hidráulico de tirante
Ilustración		
Marca	Bosch	Bosch
Modelo	CDH1	CD210
Capacidad de carga [kN]	307	258
Presión de trabajo [Mpa]	25	21
Eficiencia [%]	90	90

Los criterios que se emplearán para el estudio de este módulo son:

Capacidad de carga: Carga que pueden soportar los cilindros ya sea a tracción o compresión.

Presión de trabajo: Presión nominal máxima a la cual puede trabajar el cilindro hidráulico.

Eficiencia: Relación entre la carga teórica y la carga real que aporta el cilindro hidráulico, para esta aplicación debido a que es una carrera corta y además que se la desplaza por etapas solo se consideraran las perdidas internas que existen en el cilindro hidráulico por fricción.

Precisión: Se debe tener cierta precisión en el desplazamiento de los cilindros ya que factores como el paralelismo de los rodillos inferiores se puede ver afectado si existe un desplazamiento erróneo de los cilindros.

Costo: Se debe pensar en la mejor alternativa entre los cilindros hidráulicos tanto desde el punto de vista técnico como el punto de vista económico.

Tabla 5-12.
Matriz de priorización para el módulo tipo de pistón.

No	Criterios de decisión	1	2	3	4	5	6	Suma	Factor de ponderación
1	Capacidad de carga		0.5	1	1	1	1	4.5	0.30
2	Presión de trabajo	0.5		1	1	1	1	4.5	0.30
3	Eficiencia				0.5	1	1	2.5	0.17
4	Precisión			0.5		1	1	2.5	0.17
5	Costo						1	1	0.06
		SUMA						15	1.00

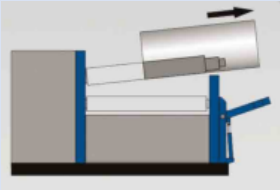
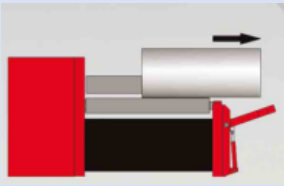
Tabla 5-13.
Matriz de decisión para el módulo tipo de pistón.

No	Criterio de decisión	Factor de ponderación	Cilindro hidráulico diseño redondo		Cilindro hidráulico de tirante	
			RF	Valor	RF	Valor
1	Capacidad de carga	0.30	10	3	8.4	2.52
2	Presión de trabajo	0.30	10	3	8.4	2.52
3	Eficiencia	0.17	9	1.53	9	1.53
4	Precisión	0.17	7	1.19	7	1.19
5	Costo	0.06	7	0.42	8	0.48
	SUMA	1.00		9.14		8.24
	PRIORIDAD			1		2

5.3.5. Módulo ingreso del material y salida de la virola

Para este módulo se cuenta con 2 alternativas las mismas que se ilustran en la Tabla 5-14.

Tabla 5-14.
Alternativas ingreso del material salida de la virola

Especificaciones	Alternativas	
	<u>Alternativa A</u>	<u>Alternativa B</u>
Nombre	Inclinación del rodillo superior	Rodillo superior horizontal
Ilustración		
Descripción	Se requiere la implementación de un cilindro hidráulico para el rodillo superior con la finalidad de obtener la inclinación del rodillo superior para retirar la virola.	Se requiere la implementación de un mecanismo que permita el desacople de uno de los apoyos del rodillo superior con la finalidad de permitir espacio para retirar la virola

Los criterios que se emplearán para el estudio de este módulo son:

Facilidad de retirar la virola: El mecanismo debe presentar facilidades para remover el material sobre todo cuando se realiza el barolado de tuberías.

Costo: Se debe pensar en la mejor alternativa entre los mecanismos de ingreso del material y salida de la virola, desde el punto de vista técnico como el punto de vista económico.

Facilidad de montaje: El mecanismo empleado para la salida de la virola debe presentar ausencia de procedimientos complicados al momento de ensamblar es decir que no se requiera un tiempo prolongado para el montaje del sistema en la máquina.

Mantenimiento: Debido a factores de producción se requiere que el mecanismo empleado no requiera de un mantenimiento complicado.

Espacio requerido: El mecanismo debe ser lo más compacto posible ya que debido a factores geométricos de la máquina no se cuenta de un gran espacio para la ubicación del mismo.

Tabla 5-15.
Matriz priorización módulo ingreso material salida virola.

No	Criterios de decisión	1	2	3	4	5	6	Suma	Factor de ponderación
1	Facilidad de retirar la virola		1	1	1	1	1	5	0.33
2	Costo			1	1	1	1	4	0.27
3	Facilidad de montaje				1	1	1	3	0.20
4	Mantenimiento					1	1	2	0.13
5	Espacio Requerido						1	1	0.07
SUMA								15	1.00


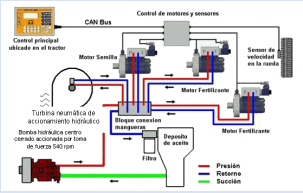
Tabla 5-16.
Matriz decisión módulo ingreso material salida virola.

No	Criterio de decisión	Factor de ponderación	Inclinación del rodillo superior		Rodillo superior horizontal	
			RF	Valor	RF	Valor
1	Facilidad de retirar la virola	0.33	6	1.98	10	3.3
2	Costo	0.27	9	2.43	9	2.43
3	Facilidad de montaje	0.20	6	1.2	8	1.6
4	Mantenimiento	0.13	7	0.91	7	0.91
5	Espacio Requerido	0.07	6	0.42	9	0.63
SUMA		1.00	6.94		8.87	
PRIORIDAD			2		1	

5.3.6. Módulo de operación de la máquina

Para este módulo se cuenta con 2 alternativas las mismas que se ilustran en la Tabla 5-17.

Tabla 5-17.
Alternativas módulo de operación de la máquina

Especificaciones	Alternativas	
	<u>Alternativa A</u>	<u>Alternativa B</u>
Nombre	Sistema hidráulico	Sistema electrohidráulico
Ilustración		
Descripción	<p>Sistema hidráulico, con palancas de mando para la operación de los pistones hidráulicos, sin restricciones de seguridad para el operador de la máquina.</p>	<p>Sistema hidráulico, con control electrónico mediante PLC, permite la facilidad de restringir movimientos para la seguridad de operación de la máquina.</p>

Los criterios que se emplearán para el estudio de este módulo son:

Seguridad: El mecanismo debe presentar la seguridad necesaria para evitar que el operador tenga algún accidente o que se produzcan averías en la máquina.

Costo: Se debe pensar en la mejor alternativa la cual cumpla con las funciones de operación de la máquina, al menor costo posible.

Facilidad de operación: El control seleccionado debe poseer la facilidad para que cualquier persona con los conocimientos técnicos puedan operar la máquina sin problema.

Precisión del control: El control de la máquina debe permitir obtener piezas que cumplan las tolerancias emitidas por las normas correspondientes de fabricación.

Tabla 5-18.
Matriz priorización módulo de operación de la máquina

No	Criterios de decisión	1	2	3	4	5	Suma	Factor de ponderación
1	Seguridad		1	1	1	1	4	0,40
2	Costo			1	1	1	3	0,30
3	Facilidad de operación				1	1	2	0,20
4	Precisión del control					1	1	0,10
	SUMA						10	1,00

Tabla 5-19.
Matriz decisión módulo de operación de la máquina

No	Criterio de decisión	Factor de ponderación	Sistema hidráulico		Sistema electrohidráulico	
			RF	Valor	RF	Valor
1	Seguridad	0,40	6	2,4	10	4
2	Costo	0,30	9	2,7	6	1,8
3	Facilidad de operación	0,20	8	1,6	8	1,6
4	Precisión del control	0,10	7	0,7	9	0,9
	SUMA	1,00		7,4		8,3
	PRIORIDAD			2		1

5.4. Selección de la mejor alternativa

Se seleccionarán de aquí en adelante las alternativas que obtuvieron un mayor grado de prioridad de las matrices obtenidas en el Capítulo 5.3, tomando en consideración esto en la Tabla 5-20 se presentan las alternativas seleccionadas para ser implementadas en el diseño de la máquina baroladora.

Tabla 5-20.
Alternativas seleccionadas para el diseño

Modulo	Alternativa seleccionada	Puntaje obtenido	Referencia
Motores principales	Motor hidráulico de pistones axiales	9.44	(ver Tabla 5-4)
Tipos de rodillos	Rodillo macizo de acero	8.11	(ver Tabla 5-7)
Guías de los rodillos	Guías rectas	8.13	(ver Tabla 5-10)
Translación de los rodillos	Cilindro hidráulico de diseño redondo	9.14	(ver Tabla 5-13)
Ingreso material salida virola	Rodillo superior horizontal	8.87	(ver Tabla 5-16)
Operación de la máquina	Control electrohidráulico	8,3	(ver Tabla 5-19)

5.5. Selección del motor

Los motores que se emplearán para la máquina baroladora debe proporcionar un torque que permita vencer la fuerza de rozamiento que se presenta entre los rodillos inferiores y la plancha de acero que se barolará, por lo tanto el motor se seleccionará para la condición más crítica de trabajo de la máquina. La fuerza de rozamiento que se genera al momento del barolado es perpendicular a la fuerza de barolado F_a y F_b (ver Figura 3-3).

Tabla 5-21.
Coefficientes de rozamiento por deslizamiento

Superficies en contacto	μ_k
Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo (patines)	0.02-0.03
Acero sobre hierro	0.19
Hielo sobre hielo	0.028
Patines de madera sobre hielo y nieve	0.035
Goma (neumático) sobre terreno firme	0.4-0.6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0.56
Bronce sobre bronce	0.2
Bronce sobre acero	0.18
Roble sobre roble en la dirección de la fibra	0.48

Fuente: (Koshkin N. I., Shirkévich M. G. Manual de Física Elemental. Editorial Mir 1975.)

El coeficiente de rozamiento por deslizamiento entre el acero y acero es de 0.18 (ver Tabla 5-21), considerando como fuerza normal F_a y F_b , la fuerza de rozamiento para cada rodillo será de:

$$\mu_k = 0.18$$

$$F_{ra} = Fa_1 * \mu_k = 62.073[kN]$$

$$F_{rb} = Fb_1 * \mu_k = 42.166[kN]$$

Ya que los rodillos inferiores serán los motrices y poseen la misma geometría, se procede a obtener el promedio de las fuerzas de rozamiento para de esta manera determinar el torque requerido para cada motor que se acoplará en los rodillos.

$$F_{rindividual} = \frac{F_{ra} + F_{rb}}{2} = 52.12 [kN]$$

$$r = 110[mm]$$

$$T_{requerido} = F_{rindividual} * r = 5733[N * m]$$

De acuerdo con la American Society of Metals, se recomienda que la velocidad lineal mínima para el barolado sea de 3.7 [m/min] y que la velocidad lineal máxima para el barolado sea de 6.1 [m/min].

Aplicando estas recomendaciones para la velocidad lineal en el barolado y tomando la geometría de los rodillos que se emplearán en la máquina obtenemos la velocidad a la que deberá girar el motor.

$$\omega_{min} = \frac{3.7 \left[\frac{m}{min} \right]}{110 [mm]} = 33.64 \left[\frac{rad}{min} \right] = 5.353 [rpm]$$

$$\omega_{max} = \frac{6.1 \left[\frac{m}{min} \right]}{110 [mm]} = 55.45 \left[\frac{rad}{min} \right] = 8.826 [rpm]$$

Tomando en consideración los parámetros de velocidad de giro del motor y el torque requerido se buscó en el catálogo de motores hidráulicos de pistones axiales con una reducción simple planetaria del catálogo de Eaton, el fabricante nos recomienda tomar en consideración que sus motores poseen una eficiencia de torque del 95% y una eficiencia volumétrica del 93% basándonos en que la presión de trabajo que se proporcionara al sistema hidráulico de la máquina será de 250 bar, se determinó esta presión de trabajo para el sistema hidráulico debido a que los demás componentes del sistema que son los pistones hidráulicos trabajan a dicha presión.

$$\eta_{torque} = 0.95$$

$$\eta_{volumetrica} = 0.93$$

$$\eta_{reduccion} = 0.98$$

$$\omega_{motor} = 10 [rpm]$$

El modelo del motor seleccionado es el ME350BG y el modelo de la reducción simple planetaria es la CPHFL-72D-5, la eficiencia que presenta la reducción es de 98%, las especificaciones técnicas de dichos elementos se presentan en la Figura 5-3, debemos tomar en consideración que la velocidad de giro que proporciona el grupo motor reductor es de 10 rpm lo cual se considera factible para el giro de los rodillos del motor, basándonos en las recomendación de velocidad de giro de la American Society of Metals.

Model		Gear Ratio	Equivalent Displacement cm ³ /rev	Rated Speed rpm	Continuous Operation		Intermittent Max.		Allowable Radial Load kN	MASS kg
Motor	Gear				Output Torque N·m (kgf·m)	Effective Pressure MPa (kgf/cm ²)	Output Torque N·m (kgf·m)	Effective Pressure MPa (kgf/cm ²)		
ME350BG	CPHFL-72D-5	5.053	1769	40	6000 (612)	22.9 (233)	8360	31.9	100	182
				20	6820 (695)	26.0 (265)				
				10	7190 (733)	27.5 (280)				

Figura 5-3. Especificaciones técnicas motor seleccionado

Fuente: (Catalogo de motores hidráulicos EATON)

Para comprobar que no está sobredimensionado el motor seleccionado se determinará, si operando bajo la presión de trabajo que tendrá el motor se brinda el torque requerido por la máquina, para determinar esto nos basaremos en la Ecuación 5-1.

Ecuación 5-1. Torque del motor

$$T = 1.6 * V_{motor} * P_{motor} * \eta_{torque}$$

Fuente: (Aplicaciones de la Ingeniería, Daniel Czekaj, Pág.100)

En donde:

T: Torque generado por el motor en kg * m

V: Cilindrada del motor en litros por revolucion

P: Presion en bares

η_{torque} : Rendimiento del torque proporcionado por el motor

Se realizó una corrección a la Ecuación 5-1 para considerar también la eficiencia de la reducción planetaria, con lo cual obtenemos la siguiente expresión.

$$T_{real} = 1.6 * V * P * \eta_{torque} * \eta_{reduccion}$$

$$V_{motor} = 1769 \left[\frac{cm^3}{rev} \right] = 1.769 \left[\frac{L}{rev} \right]$$

$$P_{motor} = 25[MPa] = 250[bar]$$

$$T_{real} = 1.6 * 1.769 * 250 * 0.95 * 0.98 = 659[kgf * m]$$

$$T_{real} = 6460[N * m]$$

Se considera que el torque requerido es de 5733[N*m] y que el torque que brinda el motor es de 6460[N*m]. Por lo que se decidió que la selección del motor y reducción son las adecuadas para la aplicación en los rodillos inferiores de la baroladora.

5.6. Diseño de los elementos

5.6.1. Determinación de la vida útil de los rodillos

PMEC S.A. solicitó como requerimiento que la máquina tenga una vida útil de 10 años, trabajando jornadas de trabajo diarias de 2 horas de lunes a viernes, se consideró que un año tiene en promedio 48 semanas laborables, bajo estas condiciones el tiempo de trabajo se determinó en base a la siguiente expresión:

$$t_{utilrodillos} = 10[años] * 48 \left[\frac{semanas}{año} \right] * 5 \left[\frac{dias}{semana} \right] * 2 \left[\frac{horas}{dia} \right]$$

$$t_{utilrodillos} = 4800[horas] * 60 \left[\frac{minutos}{hora} \right] = 288000[minutos]$$

Para el diseño correcto de los rodillos es fundamental el saber si los elementos trabajaran dentro de un ciclo de vida finita o infinita para esto se requiere determinar el número de ciclos que trabajarán los elementos durante su vida útil.

$$ciclos_{rodillos} = t_{utilrodillos} * \omega_{motor}$$

$$ciclos_{rodillos} = 288000 * 10 = 2.88 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

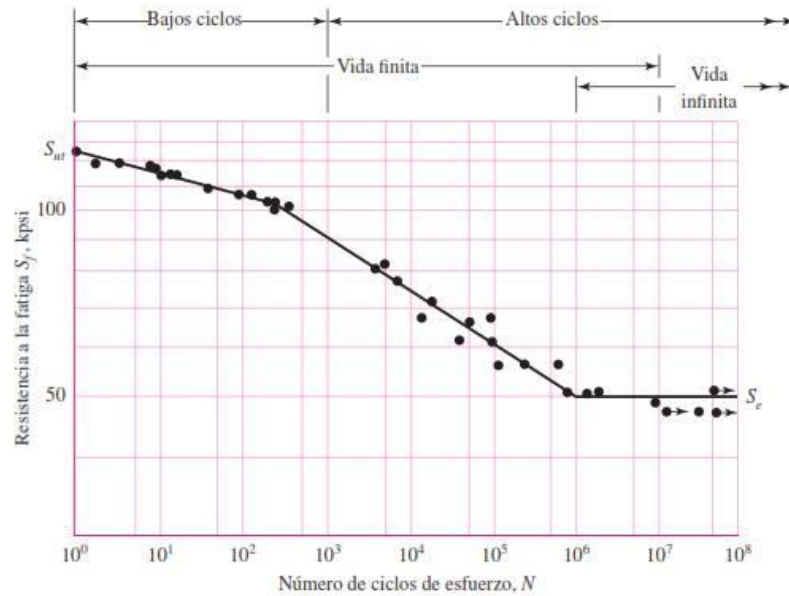


Figura 5-4. Diagrama S-N

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 266).

Se considera el diseño de un elemento para fatiga cuando el número de ciclos de esfuerzo es mayor o igual a 10^6 (ver Figura 5-4), por lo tanto el diseño de los rodillos se lo realizará para fatiga ya que el número de ciclos que se determinó para el trabajo de los rodillos durante su vida útil es de 2.88×10^6 .

5.6.2. Diseño de los rodillos inferiores

Como ambos rodillos son geoméricamente idénticos y las cargas a las cuales van a ser sometidos dependen del sentido de giro del motor, se diseñaran los rodillos tomando en consideración la mayor carga.

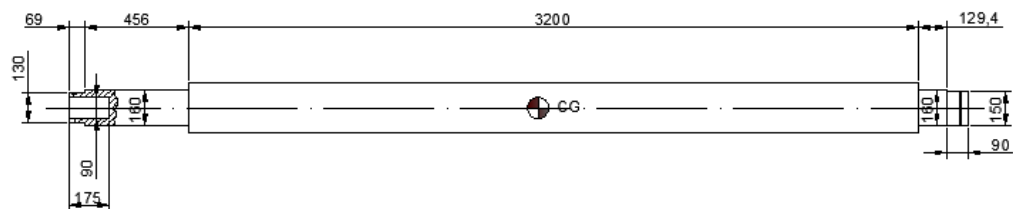


Figura 5-5. Dimensiones rodillo inferior

En el capítulo III se determinaron las cargas a las cuales se someterán los rodillos en el proceso del rolado y estos valores son:

$$F_a = 3.449 \times 10^5 N$$

$$F_b = 2.343 \times 10^5 N$$

Además se deberá tomar en consideración la fuerza de rozamiento entre los rodillos y la plancha en el momento del barolado crítico este valor es:

$$Fr_a = 6.207 \times 10^4 N$$

$$Fr_b = 4.217 \times 10^4 N$$

Y el torque que debe aportar el motor para conseguir el movimiento de los rodillos para rolar la plancha.

$$T_1 = 5.733 \times 10^3 J$$

Como se dijo anteriormente se tomó los valores más críticos a los cuales se someterán los rodillos, es por esta razón que los valores de la fuerza de barolado y de la fuerza de rozamiento que se emplearán para los cálculos son F_a y Fr_a respectivamente. La fuerza de barolado F_a es una fuerza radial que se aplica en el rodillo, mientras que la Fr_a es una fuerza tangencial que se aplica en el rodillo.

Otra carga importante a tomar en consideración es el peso del rodillo, para lo cual mediante la ayuda del software CAD empleado se determinó el volumen del elemento.

$$Vol_1 = 134771301.59 \text{ mm}^3$$

Con este dato se calcula el peso del rodillo:

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

$$masa_1 = Vol_1 * \rho_{acero} = 1.058 * 10^3 Kg$$

$$g = 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$Peso_1 = masa_1 * g = 10.375 kN$$

Ahora se plantea los planos ortogonales y las fuerzas que se aplican en ellos, para lo cual se hace referencia a la Figura 3-3 en la cual se puede apreciar la fuerza F_a , la Fr_a es una fuerza tangencial a la F_a , pues bien para

el análisis se tomó en cuenta también el peso del elemento, con lo cual expresándolo gráficamente queda de la siguiente manera:

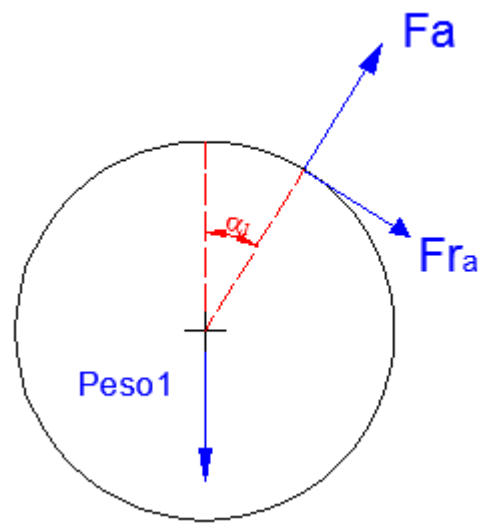


Figura 5-6. Diagrama de cuerpo libre rodillos inferior

Para continuar con los cálculos se debe determinar los planos ortogonales que se emplearán, fácilmente se puede apreciar que es más sencillo llevar la fuerza $Peso1$ a los planos ortogonales de Fa y Fra . Por lo tanto se debe descomponer la fuerza $Peso1$ en los planos ortogonales que se emplearán.

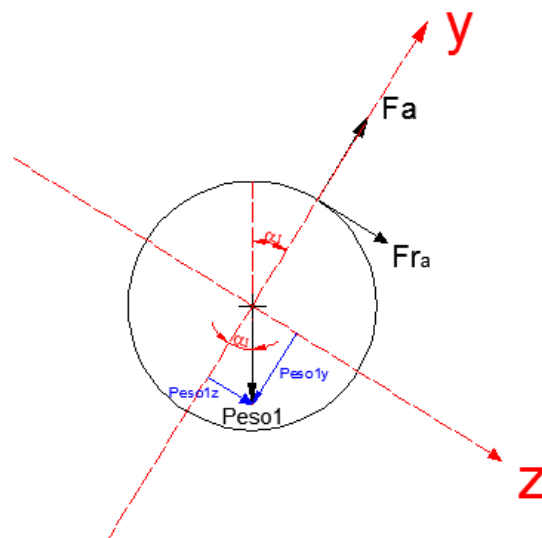


Figura 5-7. Diagrama cuerpo libre cargas en planos ortogonales

$$\alpha_1 = 31.732 \text{ deg}$$

$$Peso_{1z} = Peso_1 * \sin \alpha_1 = 5.457 \text{ kN}$$

$$Peso_{1y} = Peso_1 * \cos \alpha_1 = 8.824 \text{ kN}$$

Con los datos de los pesos y las fuerzas en el rodillo, se lo esquematiza gráficamente en la Figura 5-8. Diagrama rodillo inferior en los 3 ejes

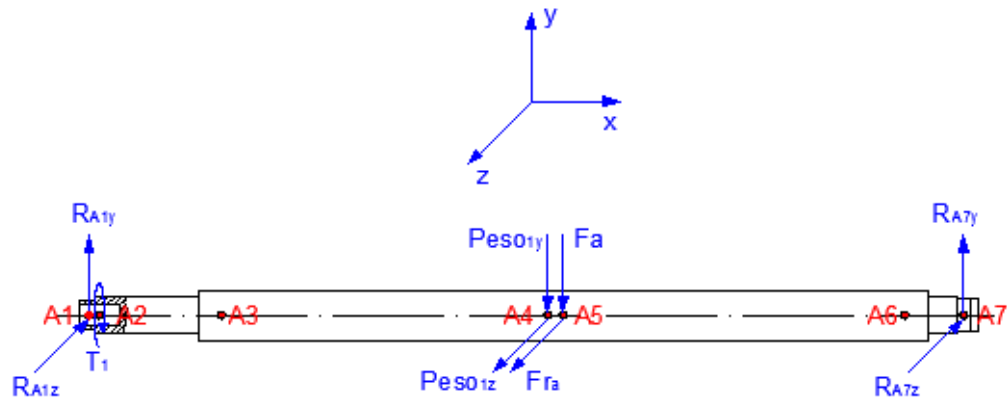


Figura 5-8. Diagrama rodillo inferior en los 3 ejes

En las secciones A1 y A7 se apoyan los rodamientos del rodillo inferior, en la sección A2 se encuentra el Torque T_1 que genera el motor, la sección A4 es el centro de gravedad del rodillo por lo cual en este punto está generalizado el peso del rodillo $Peso_1$, en la sección A5 se ubican la fuerza radial F_a y la fuerza tangencial Fr_a , las mismas que son en realidad la carga puntual de una carga distribuida que se ubica entre las secciones A3 y A6.

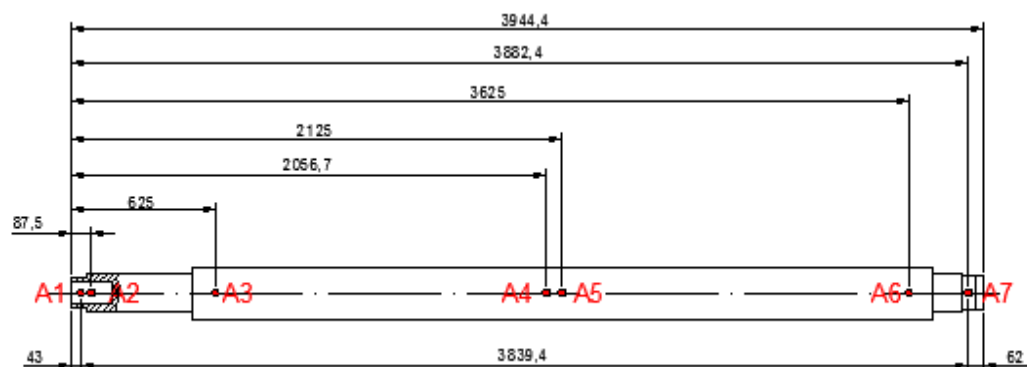


Figura 5-9. Ubicación puntos críticos en el rodillo inferior

A continuación se determinará las reacciones y cargas que están en el plano XY del rodillo:

$$w_{apoyo} = 3000\text{mm} \text{ Distancia entre los puntos } A3 \text{ y } A6$$

$$W_{Fa} = \frac{Fa}{w_{apoyo}} = 114.95 \frac{N}{\text{mm}}$$

$$W_{Fra} = \frac{Fra}{w_{apoyo}} = 20.691 \frac{N}{\text{mm}}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{A1y} + R_{A7y} - \text{Peso}_{1y} - W_{Fa} * w_{apoyo} = 0$$

$$\sum M_{A1} = 0$$

$$-\text{Peso}_{1y} * 2013.7\text{mm} - W_{Fa} * w_{apoyo} * 2082\text{mm} + R_{A7y} * 3839.4\text{mm} = 0$$

$$R_{A7y} = \frac{\text{Peso}_{1y} * 2013.7\text{mm} + W_{Fa} * w_{apoyo} * 2082\text{mm}}{3839.4\text{mm}} = 191.63 \text{ kN}$$

$$R_{A1y} = \text{Peso}_{1y} + W_{Fa} * w_{apoyo} - R_{A7y} = 162.04 \text{ kN}$$

El diagrama de par de torsión queda de la siguiente manera:

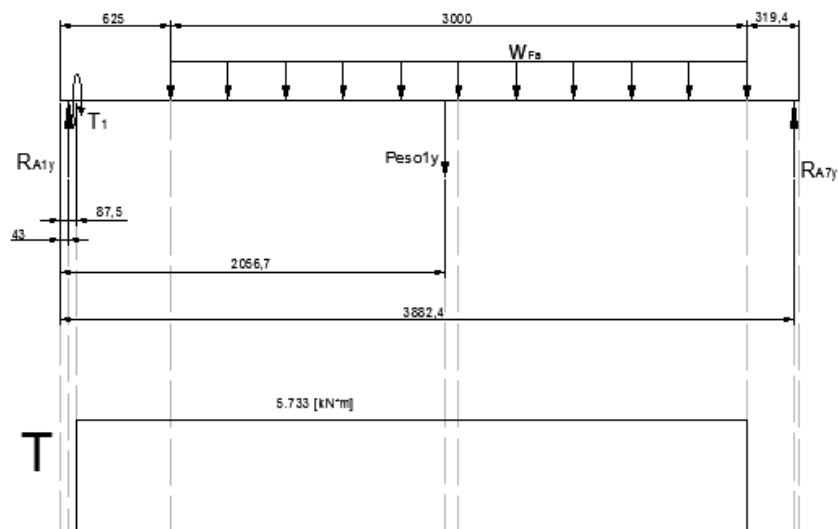


Figura 5-10. Diagrama par de torsión plano XY rodillo inferior

Los diagramas de cortante, flector, deflexión y rotación se obtuvieron mediante software y se los presenta a continuación:

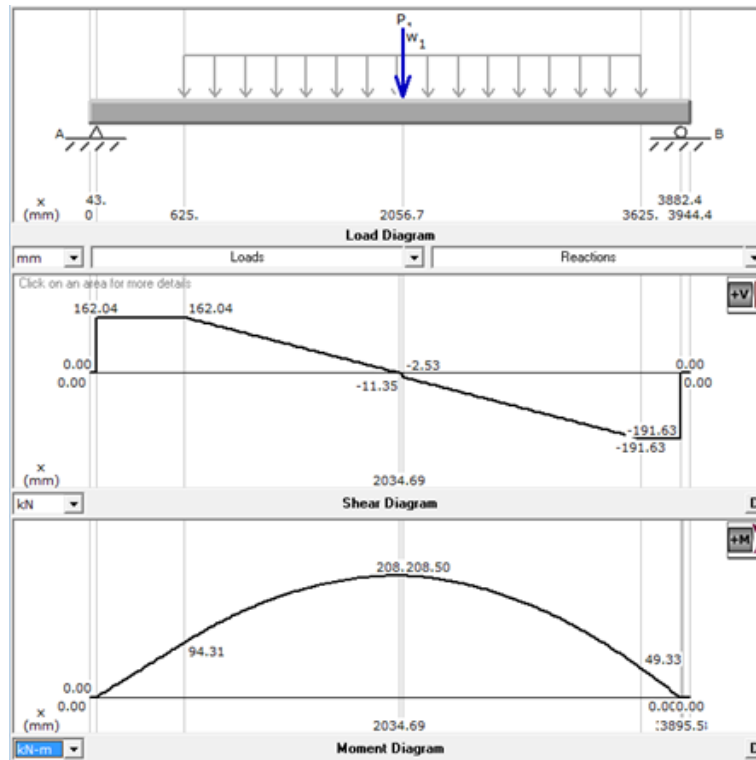


Figura 5-11. Diagramas cortante y flector plano XY rodillo inferior

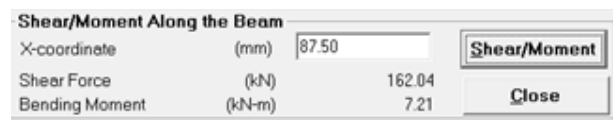


Figura 5-12. Cortante y flector sección A2 plano XY rodillo inferior

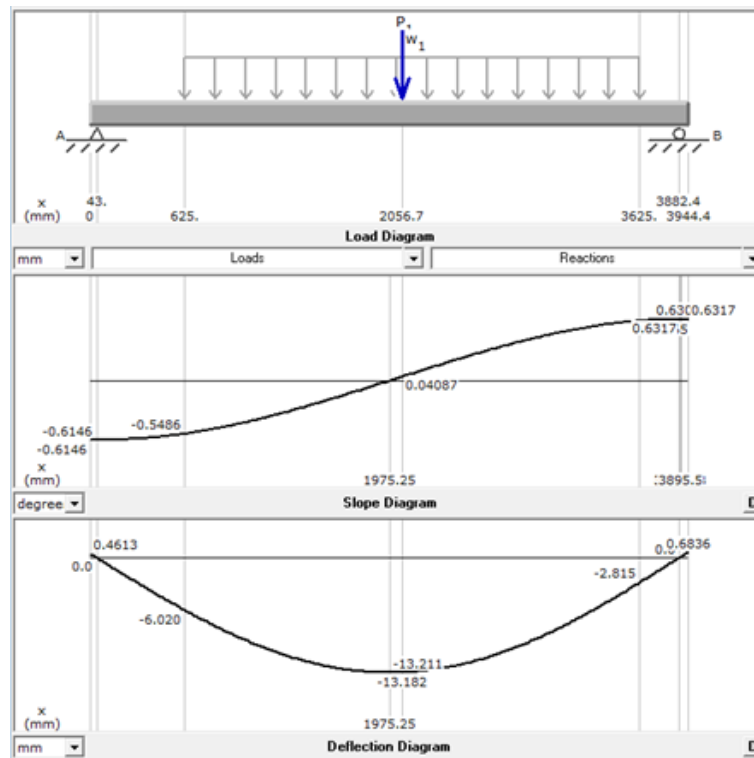


Figura 5-13. Diagrama deflexión y rotación plano XY rodillo inferior

A continuación se determinará las reacciones y cargas que están en el plano XZ del rodillo:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{A1_z} + R_{A7_z} - \text{Peso}_{1_z} - W_{Fr_a} * w_{apoyo} = 0$$

$$\sum M_{A1} = 0$$

$$-\text{Peso}_{1_z} * 2013.7\text{mm} - W_{Fr_a} * w_{apoyo} * 2082\text{mm} + R_{A7_z} * 3839.4\text{mm} = 0$$

$$R_{A7_z} = \frac{\text{Peso}_{1_z} * 2013.7\text{mm} + W_{Fr_a} * w_{apoyo} * 2082\text{mm}}{3839.4\text{mm}} = 36.52 \text{ kN}$$

$$R_{A1_z} = \text{Peso}_{1_z} + W_{Fr_a} * w_{apoyo} - R_{A7_z} = 162.04 \text{ kN}$$

El diagrama de par de torsión queda de la siguiente manera:

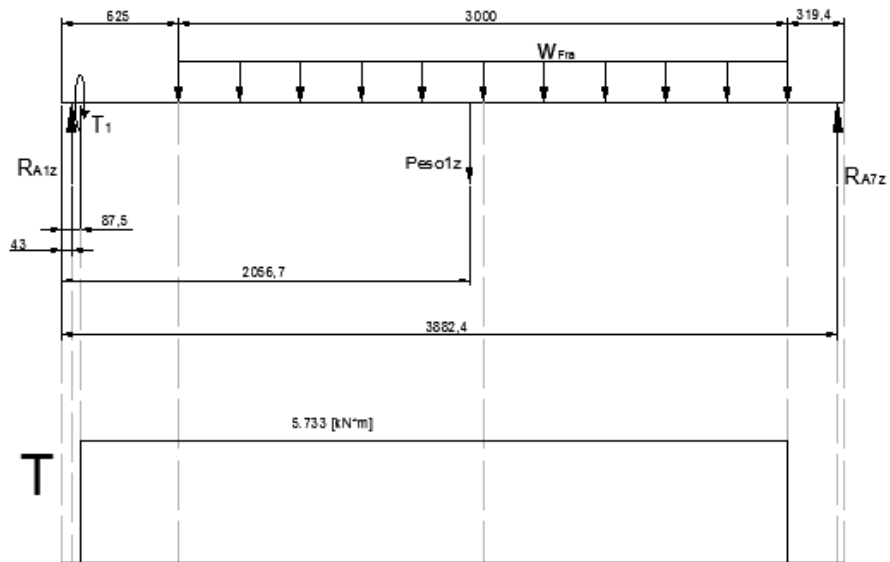


Figura 5-14. Diagrama par de torsión plano XZ rodillo inferior

Los diagramas de cortante, flector, deflexión y rotación se obtuvieron mediante software y se los presenta a continuación:

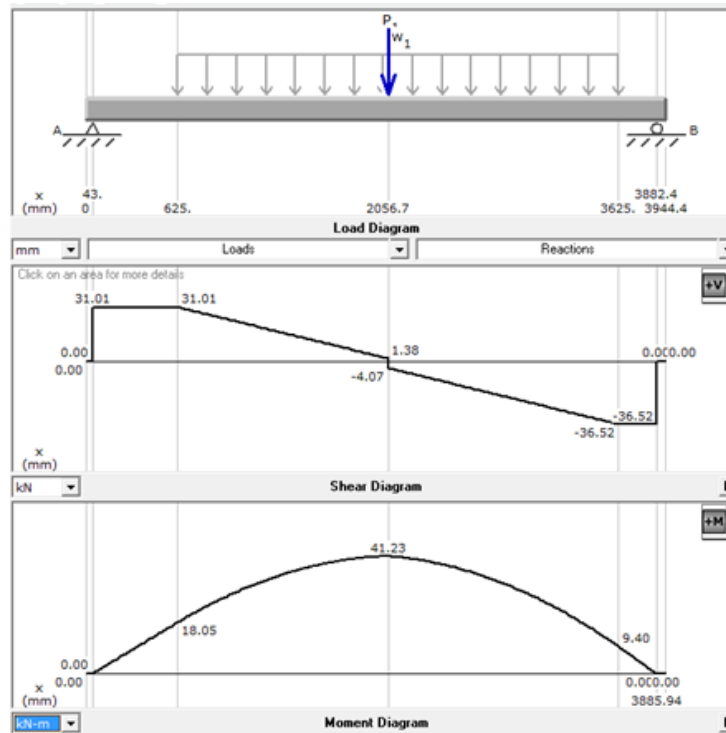


Figura 5-15. Diagramas cortante y flector plano XZ rodillo inferior

Shear/Moment Along the Beam			
X-coordinate	(mm)	87.50	Shear/Moment
Shear Force	(kN)	31.01	
Bending Moment	(kN·m)	1.38	

Figura 5-16. Cortante y flector sección A2 plano XZ rodillo inferior

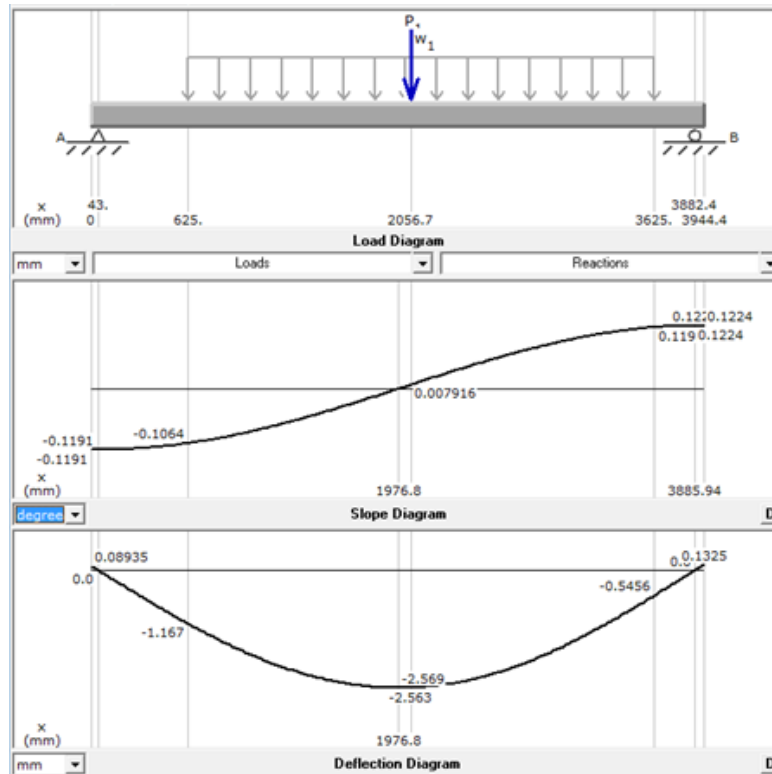


Figura 5-17. Diagramas deflexión y rotación plano XZ rodillo inferior

5.6.2.1. Deflexiones y Pendientes máximas del rodillo inferior

5.6.2.1.1. Pendientes de los apoyos

APOYO A1

$$\lambda_{A1} = \sqrt{(0.6146^\circ)^2 + (0.1191^\circ)^2} = 0.626^\circ$$

APOYO A7

$$\lambda_{A1} = \sqrt{(0.6317^\circ)^2 + (0.1224^\circ)^2} = 0.643^\circ$$

Con las pendientes que sufrirán los apoyos del rodillo inferior, se recomienda el uso de rodamientos basculantes, ya que estos soportan grados de inclinación de hasta 2° .

5.6.2.1.2. Deflexiones de los apoyos

$$\delta_{XY1} = 13.182 \text{ mm} - 2.815 \text{ mm} = 10.367 \text{ mm}$$

$$\delta_{XZ1} = 2.569 \text{ mm} - 0.5456 \text{ mm} = 2.023 \text{ mm}$$

$$\delta_1 = \sqrt{\delta_{XY1}^2 + \delta_{XZ1}^2} = 10.563 \text{ mm}$$

Bajo recomendaciones de Pipe Fabrication Institute Engineering Committee el porcentaje de error que puede existir en el diámetro interior de una tubería es del 8%, esta es la condición más crítica. Por lo que verificamos que porcentaje de error se tiene con la deformación del rodillo debido a las cargas.

$$\rho_1 = 12 \text{ in} = 304.8 \text{ mm}$$

$$D_{\text{barolado}1} = 2 * \rho_1 = 609.6 \text{ mm}$$

$$\%error_{\text{barolado}} = \frac{\delta_1}{D_{\text{barolado}}} = 1.733\%$$

5.6.2.2. Análisis de las zonas críticas

El análisis de la zona crítica del rodillo se realizó en 2 secciones, en la sección A2 y A4, por lo cual se combinarán los planos ortogonales como vectores para obtener los momentos y cortes totales.

5.6.2.2.1. Sección A2

$$M_{A2} = \sqrt{(7.21 \text{ kN} * \text{m})^2 + (1.38 \text{ kN} * \text{m})^2} = 7.341 \text{ kN} * \text{m}$$

$$V_{A2} = \sqrt{(162.04 \text{ kN})^2 + (31.01 \text{ kN})^2} = 164.981 \text{ kN}$$

$$T_{A2} = T_1 = 5.733 \text{ kN} * \text{m}$$

$$M_{\text{max}A2} = M_{A2} = 7.341 \text{ kN} * \text{m}$$

$$M_{\text{min}A2} = -M_{A2} = -7.341 \text{ kN} * \text{m}$$

$$T_{\text{max}A2} = T_{A2} = 5.733 \text{ kN} * \text{m}$$

$$T_{\text{min}A2} = T_{A2} = 5.733 \text{ kN} * \text{m}$$

Momentos flexionantes medio y alternante

$$M_{m_{A2}} = \frac{M_{max_{A2}} + M_{min_{A2}}}{2} = 0 \text{ kN} * m$$

$$M_{a_{A2}} = \frac{M_{max_{A2}} - M_{min_{A2}}}{2} = 7.341 \text{ kN} * m$$

Pares de torsión medio y alternante

$$T_{m_{A2}} = \frac{T_{max_{A2}} + T_{min_{A2}}}{2} = 5.733 \text{ kN} * m$$

$$M_{a_{A2}} = \frac{T_{max_{A2}} - T_{min_{A2}}}{2} = 0 \text{ kN} * m$$

$$D_{A2} = 160 \text{ mm}$$

$$D_{A1} = 130 \text{ mm}$$

$$D_{A_{motor}} = 90 \text{ mm}$$

$$I_{A2} = \frac{\pi}{64} * (D_{A2}^4 - D_{A_{motor}}^4) = 2.895 * 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$J_{A2} = \frac{\pi}{32} * (D_{A2}^4 - D_{A_{motor}}^4) = 5.79 * 10^{-5} \text{ m}^4$$

Para diseñar el rodillo a fatiga se debe calcular como primer paso la relación D/d los valores de estos diámetros se encuentran en la Figura 5-4.

$$\frac{D_{A1}}{D_{A2}} = 1.231$$

Se utilizará un radio de filete de 2 mm ya que son los requerimientos del rodamiento de esta sección.

$$r_{filete_{A1-2}} = 2 \text{ mm}$$

$$\frac{r_{filete_{A1-2}}}{D_{A1}} = 0.015$$

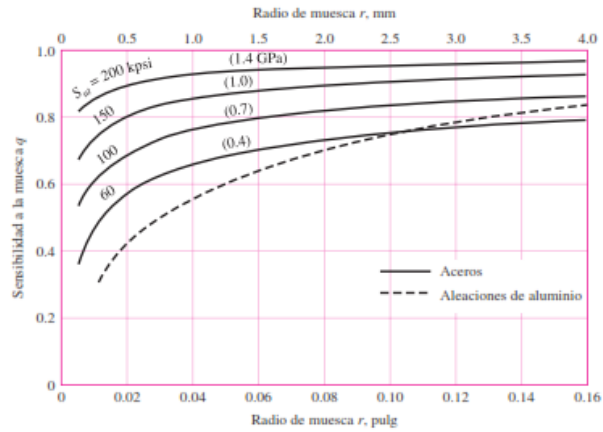


Figura 5-18. Sensibilidad de la muesca aceros sometidos a flexión

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G.Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 287).

$$q_{A2} = 0.95$$

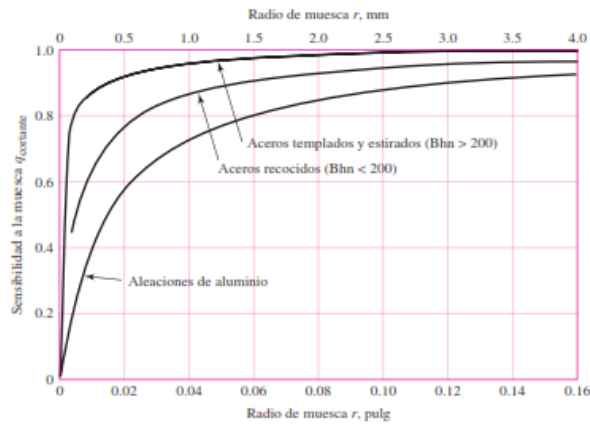


Figura 5-19. Sensibilidad de la muesca aceros sometidos a torsión

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G.Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 288).

$$q_{cortante A2} = 0.98$$

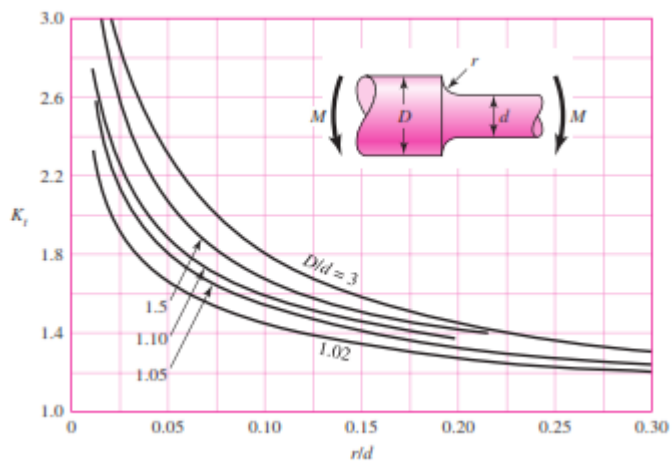


Figura 5-20. Concentrador de esfuerzos eje redondo con filete en flexión

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 1008).

$$K_{tA2} = 2.5$$

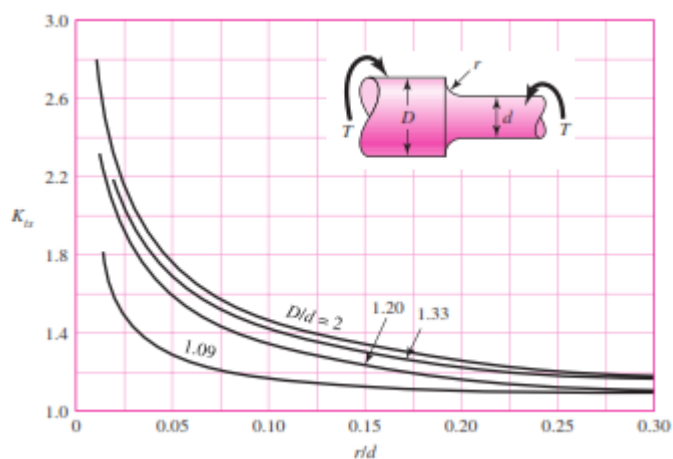


Figura 5-21. Concentrador de esfuerzos eje redondo con filete en torsión

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 1008).

$$K_{tsA2} = 2.5$$

$$K_{fA2} = 1 + q_{A2} * (K_{tA2} - 1) = 2.425$$

$$K_{fsA2} = 1 + q_{cortanteA2} * (K_{tsA2} - 1) = 2.078$$

$$\sigma_{aA2} = K_{fA2} * \frac{M_{aA2} * \frac{D_{A2}}{2}}{I_{A2}} = 4.919 * 10^7 Pa$$

$$\sigma_{mA2} = K_{fA2} * \frac{M_{mA2} * \frac{D_{A2}}{2}}{I_{A2}} = 0 Pa$$

$$\tau_{aA2} = K_{fsA2} * \frac{T_{aA2} * \frac{D_{A2}}{2}}{J_{A2}} = 0 Pa$$

$$\tau_{mA2} = K_{fsA2} * \frac{T_{mA2} * \frac{D_{A2}}{2}}{J_{A2}} = 1.646 * 10^7 Pa$$

$$\sigma_{aeqA2} = \sqrt{\sigma_{aA2}^2 + 3 * \tau_{aA2}^2} = 4.919 * 10^7 Pa$$

$$\sigma_{meqA2} = \sqrt{\sigma_{mA2}^2 + 3 * \tau_{mA2}^2} = 2.851 * 10^7 Pa$$

El material de los rodillos es un acero AISI 1045 del cual su resistencia mecánica es $S_u = 2240 \frac{N}{mm^2}$, resistencia obtenida de un acero AISI 1045 templado y revenido con una dureza de 595HB.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 5-22. Factor de condición superficial

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 280).

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_{aA2} = a * S_u^b = 0.584$$

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 5-23. Factor de tamaño

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 280).

$$K_{bA2} = 1.51 * D_{A2}^{-0.157} = 0.681$$

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

¹⁷ Use esto sólo para la carga por fatiga torsional. Cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos, como la flexión, $k_c = 1$ y la carga combinada se maneja usando el esfuerzo de von Mises efectivo como en la sección 5-5. Nota: Para la torsión pura, la energía de distorsión predice que $(k_c)_{torsion} = 0.577$.

Figura 5-24. Factor de carga

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 282).

$$K_{cA2} = 1$$

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Figura 5-25. Factor de temperatura

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 283).

$$K_{dA2} = 1$$

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_0	Factor de confiabilidad k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 5-26. Factor de confiabilidad

Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava edición, Pág. 285).

$$K_{eA2} = 0.897 \text{ Confiabilidad del 90 \%}$$

$$S_{eA2} = 0.5 * Su * K_{aA2} * K_{bA2} * K_{cA2} * K_{dA2} * K_{eA2} = 399.302 \frac{N}{mm^2}$$

$$FS_{A2} = \frac{Su}{\sigma_{meqA2} + \frac{Su}{S_{eA2}} * \sigma_{aeqA2}} = 7.357$$

A pesar de que el factor de seguridad es de 7.36, no se puede optimizar esto ya que las dimensiones de la sección del rodillo en la sección A2 es requerido para el montaje del motor hidráulico, colocar el rodamiento y la ubicación del pistón hidráulico.

5.6.2.2.2. Sección A4

Ya que el proceso de diseño es el mismo para todas las secciones se resumirán los resultados obtenidos.

Tabla 5-22.
Diseño del rodillo inferior en la sección A4

Sección A4	
Variables	Resultados
$M_{max_{A4}}$	212.537 kN * m
$M_{min_{A4}}$	-212.537 kN * m
$T_{max_{A4}}$	5.733 kN * m
$T_{min_{A4}}$	5.733 kN * m
$M_{m_{A4}}$	0 kN * m
$M_{a_{A4}}$	212.537 kN * m
$T_{m_{A4}}$	5.733 kN * m
$T_{a_{A4}}$	0 kN * m
D_{A3}	220 mm
D_{A2}	160 mm
I_{A4}	$1.15 * 10^{-4} m^4$
J_{A4}	$2.3 * 10^{-4} m^4$
$\sigma_{a_{A4}}$	$2.93 * 10^8 Pa$
$\sigma_{m_{A4}}$	0 Pa
$\tau_{a_{A4}}$	0 Pa
$\tau_{m_{A4}}$	$3.565 * 10^6 Pa$
$\sigma_{aeq_{A4}}$	$2.93 * 10^8 Pa$
$\sigma_{meq_{A4}}$	$6.17493 * 10^6 Pa$
S_u	$2.24 * 10^9 Pa$
S_e	$3.798 * 10^8 Pa$
FS_{A4}	1.3

5.6.3. Diseño del rodillo superior

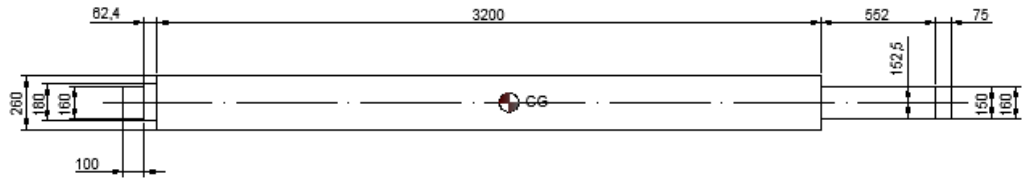


Figura 5-27. Dimensiones del rodillo superior

A continuación se plantea los planos ortogonales y las fuerzas que se aplican en ellos, para lo cual haremos referencia a la Figura 3-3 en la cual se puede apreciar la fuerza P_1 , la Fr_1 es una fuerza tangencial a la P_1 , pues bien para el análisis se tomará en cuenta el peso del elemento, con lo cual gráficamente queda de la siguiente manera:

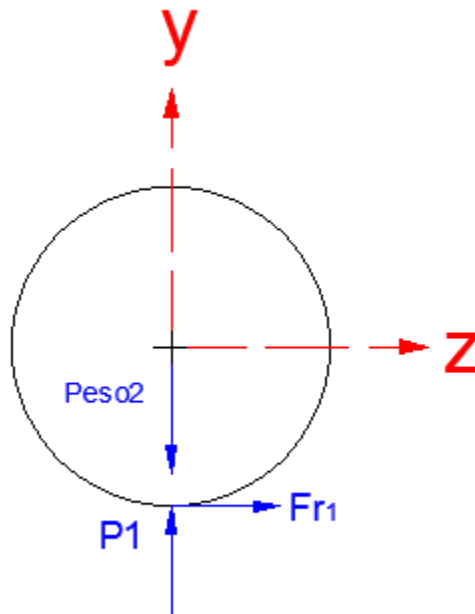


Figura 5-28. Diagrama cuerpo libre rodillo superior

Una vez consideradas las cargas en el rodillo y el peso, se esquematiza el mismo en la Figura 5-29.

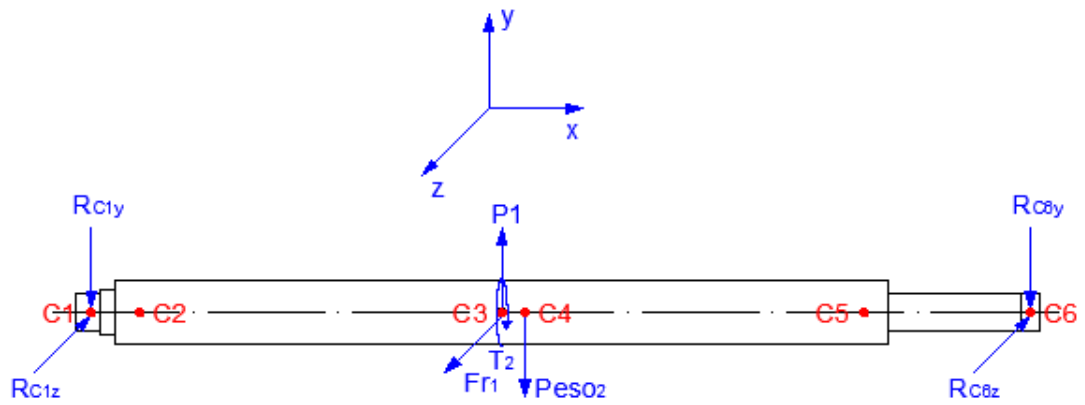


Figura 5-29. Diagrama rodillo superior en los 3 ejes

En las secciones $C1$ y $C6$ se apoyan los rodamientos del rodillo superior, la sección $C4$ es el centro de gravedad del rodillo por lo cual el peso del rodillo $Peso\ 2$ se lo generaliza ahí, en la sección $C3$ se ubican la fuerza radial $P1$, la fuerza tangencial $Fr1$ y el torque $T2$, las fuerza $Fr1$ y $P1$ son en realidad la carga puntual de una carga distribuida que se ubica entre las secciones $C2$ y $C5$.

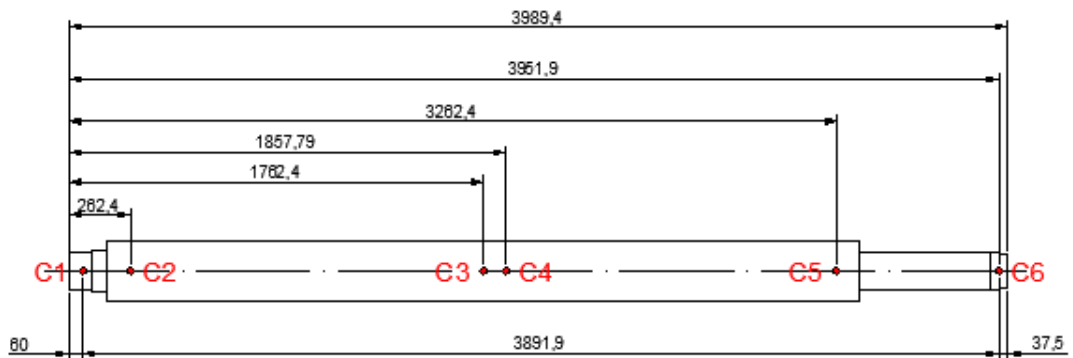


Figura 5-30. Ubicación de puntos críticos en el rodillo superior

En el Plano XY el diagrama de par de torsión queda de la siguiente manera:

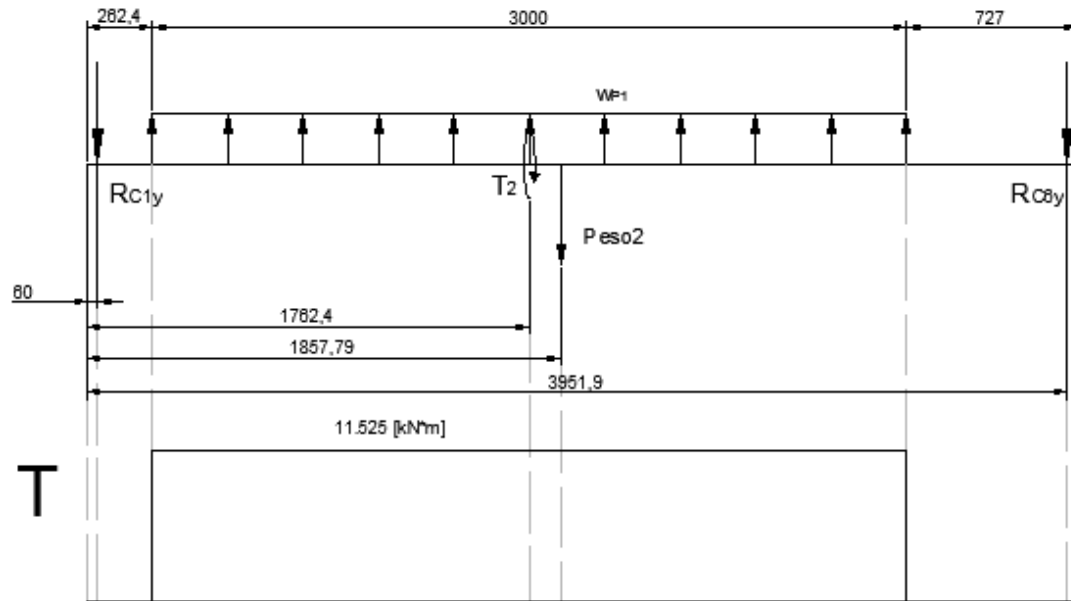


Figura 5-31. Diagrama par de torsión plano XY rodillo superior

Los diagramas de cortante, flector, deflexión y rotación para el plano XY se los presenta a continuación:

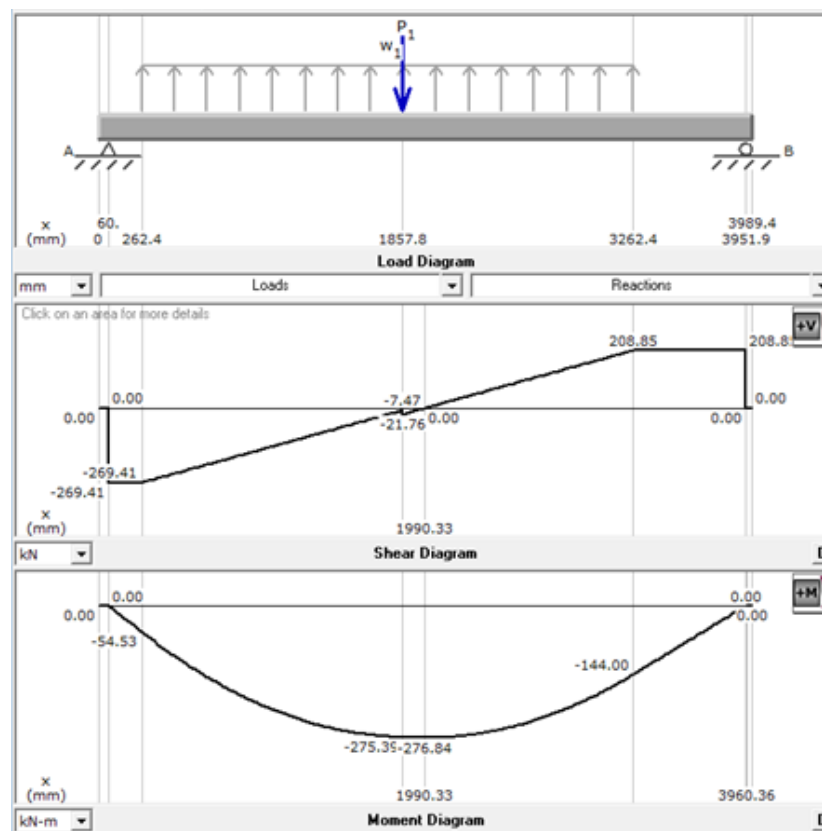


Figura 5-32. Diagramas cortante y flector plano XY rodillo superior

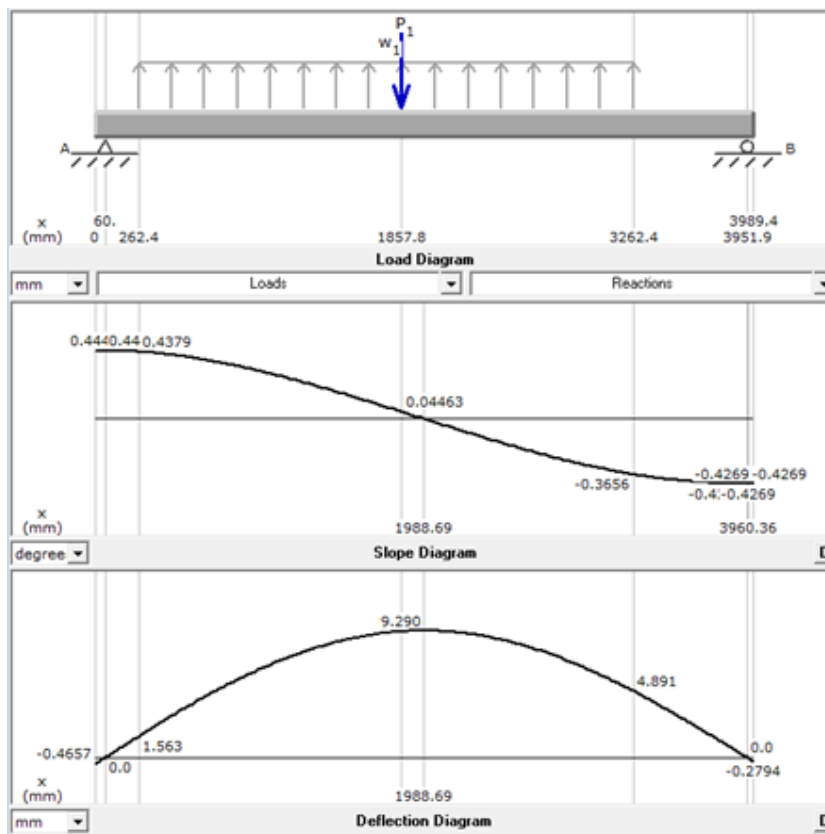


Figura 5-33. Diagrama deflexión y rotación plano XY rodillo superior

El diagrama de par de torsión para el plano XZ queda de la siguiente manera:

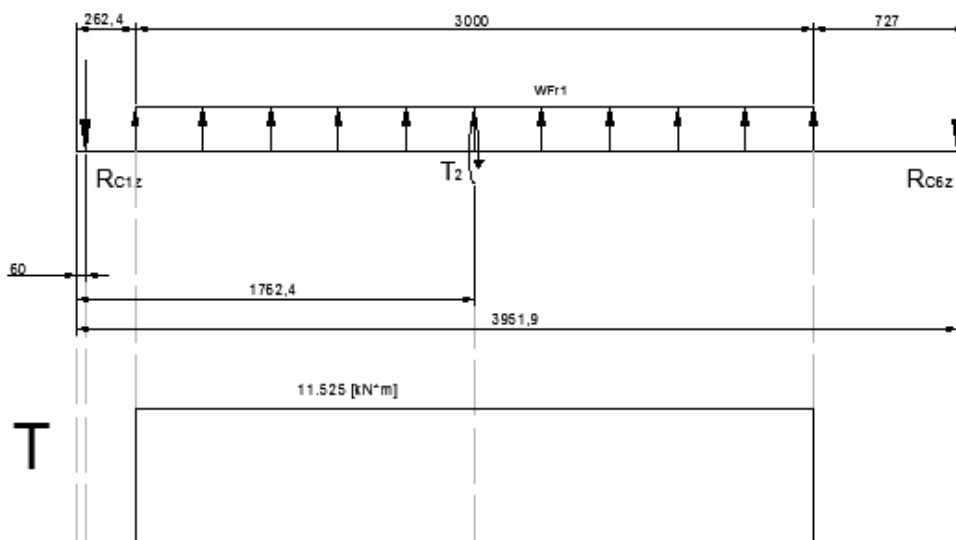


Figura 5-34. Diagrama par de torsión plano XZ rodillo superior

Los diagramas de cortante, flector, deflexión y rotación en el eje XZ:

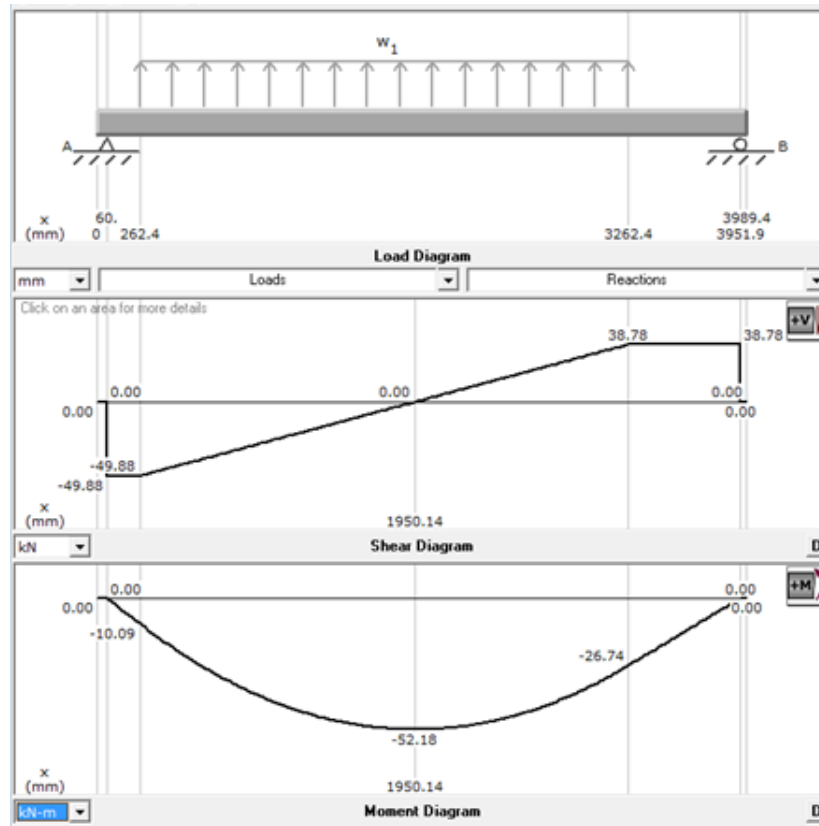


Figura 5-35. Diagramas cortante y flector plano XZ rodillo superior

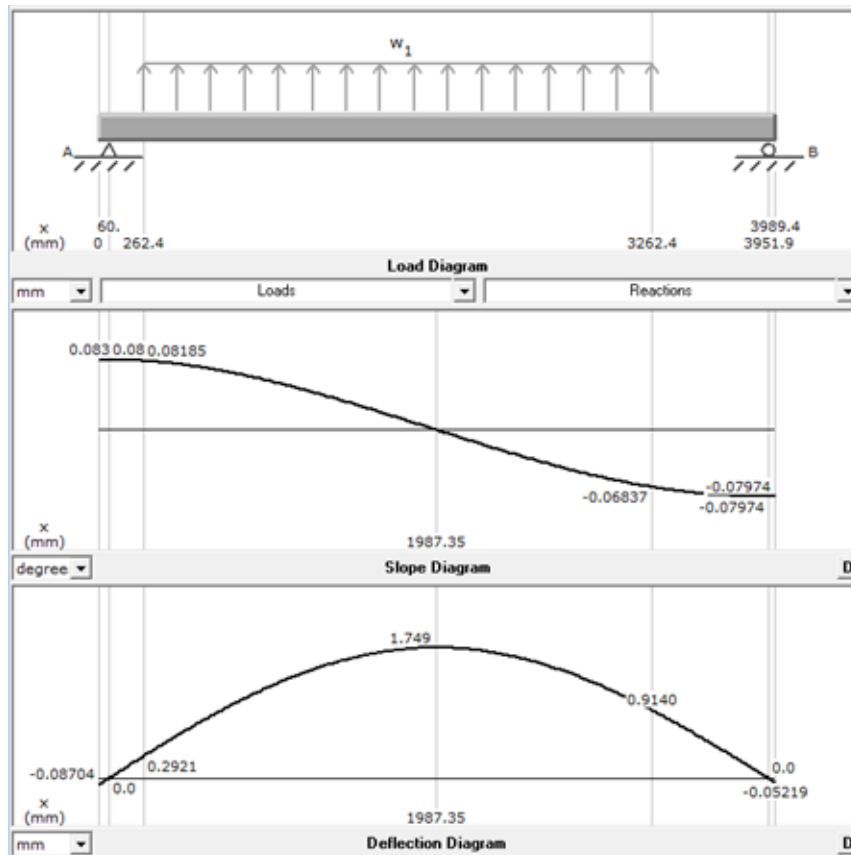


Figura 5-36. Diagrama deflexión y rotación plano XZ rodillo superior

El análisis de la zona crítica del rodillo se realizará en la sección C4, por lo cual se combinarán los planos ortogonales como vectores para obtener los momentos y cortes totales.

Tabla 5-23.
Diseño del rodillo superior en la sección C4

Sección C4	
Variables	Resultados
P_1	$4.925 * 10^5 N$
Fr_1	$8.866 * 10^4 N$
T_2	$1.355 * 10^4 J$
Vol_2	$185566183.29 mm^3$
$masa_2$	$1.457 * 10^3 Kg$
$Peso_2$	$14.285 kN$
w_{apoyo}	$3000m m$
W_{p1}	$164.18 N/mm$
W_{Fr1}	$29.522 N/mm$
R_{c6y}	$208.85 kN$
R_{c1y}	$269.406 kN$
δ_{XY2}	$7.727 mm$
δ_{XZ2}	$1.457 mm$
δ_2	$7.863 mm$
$\%error_{barolado2}$	1.29%
λ_{c1}	$0.452 deg$
λ_{c6}	$0.434 deg$
M_{C4}	$281.715 kN * m$
V_{C4}	$21.76 kN$

Tabla 5-23.
Diseño del rodillo superior en la sección C4 (continuación)

Sección C4	
Variables	Resultados
T_{C4}	13.551 kN * m
$M_{max_{C4}}$	281.715 kN * m
$M_{min_{C4}}$	-281.715 kN * m
$T_{max_{C4}}$	13.551 kN * m
$T_{min_{C4}}$	13.551 kN * m
$M_{m_{C4}}$	0 kN * m
$M_{a_{C4}}$	281.715 kN * m
$T_{m_{C4}}$	13.551 kN * m
$T_{a_{C4}}$	0 kN * m
D_C	260 mm
d_C	180 mm
I_{C4}	$2.243 * 10^{-4} m^4$
J_{C4}	$4.486 * 10^{-4} m^4$
$\sigma_{a_{C4}}$	$2.433 * 10^8 Pa$
$\sigma_{m_{C4}}$	0 Pa
$\tau_{a_{C4}}$	0 Pa
$\tau_{m_{C4}}$	$5.497 * 10^6 Pa$
$\sigma_{aeq_{C4}}$	$2.433 * 10^8 Pa$
$\sigma_{meq_{C4}}$	$9.522 * 10^6 Pa$
Su_{C4}	$2.24 * 10^9 Pa$
Se_{C4}	$3.7 * 10^8 Pa$
FS_{C4}	1.51

5.6.4. Factores de seguridad en los rodillos

Tabla 5-24.
Análisis de factores de seguridad obtenidos

Rodillo:	Sección	FS	Comentario
Inferior	A2	7.4	No es la sección más crítica del rodillo.
	A4	1.3	Estos factores de seguridad son tomados para la carga más crítica de trabajo P_1 y F_{a1} que se obtuvieron mediante cálculos para el barolado de plancha de acero de 13 mm de espesor y un radio de barolado de 304.8 mm, las magnitudes de estas cargas son $P_1=4.925 \times 10^5$ N y $F_{a1}=3.448 \times 10^5$ N, la otra condición de trabajo crítica es para el barolado de plancha de acero de 10 mm de espesor y un radio de barolado de 152.4 mm. Las magnitudes de las cargas obtenidas para esta condición de trabajo son $P_2=2.178 \times 10^5$ N y $F_{a2}=2.639 \times 10^5$ N. Las cargas P son las que se generan en el rodillo superior al momento del barolado y las cargas Fa son las cargas máximas que se generan en uno de los rodillos inferiores, podemos notar que las cargas con las cuales se han diseñado el rodillo superior es aproximadamente 2.3 veces mayor que la otra condición crítica de trabajo e igualmente las cargas con las que se han diseñado los rodillos inferiores es 1.3 veces mayor. Por lo tanto los factores de seguridad obtenidos son óptimos ya que el diseño que se realizó fue considerando que la máquina trabajará toda su vida útil con las cargas más críticas de operación.
Superior	C4	1.5	

5.6.5. Selección de los pistones hidráulicos

5.6.5.1. Pistones hidráulicos de los rodillos inferiores

Primero se determinó la fuerza equivalente de la reacción crítica del rodillo inferior la cual será transpuesta al plano ortogonal de la máquina ya que el empleado en los cálculos del rodillo inferior fue para facilitar los cálculos.

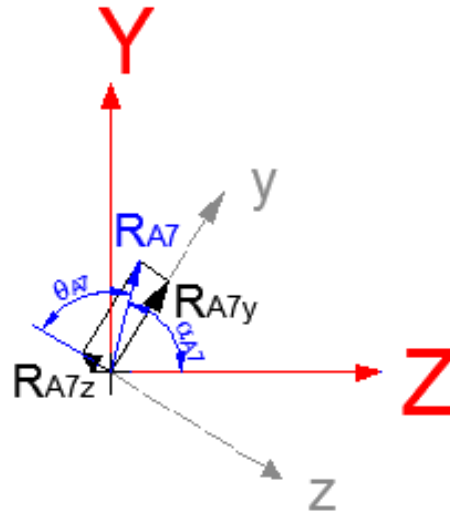


Figura 5-37. Proyección fuerzas equivalentes en plano YZ

$$R_{A7} = \sqrt{R_{A7Y}^2 + R_{A7Z}^2} = 1.951 * 10^5 \text{ N}$$

$$\theta_{A7} = \text{atan}\left(\frac{R_{A7Y}}{R_{A7Z}}\right) = 79.21 \text{ deg}$$

$$\alpha_{A7} = (90 \text{ deg} - \alpha_1) + (90 \text{ deg} - \theta_{A7}) = 69.058 \text{ deg}$$

Los cilindros inferiores estarán ensamblados con un ángulo de 60°, por lo tanto se debe tomar en consideración el siguiente diagrama para el cálculo de la fuerza que debe cargar el cilindro.

$$\beta_{Ca} = 60 \text{ deg}$$

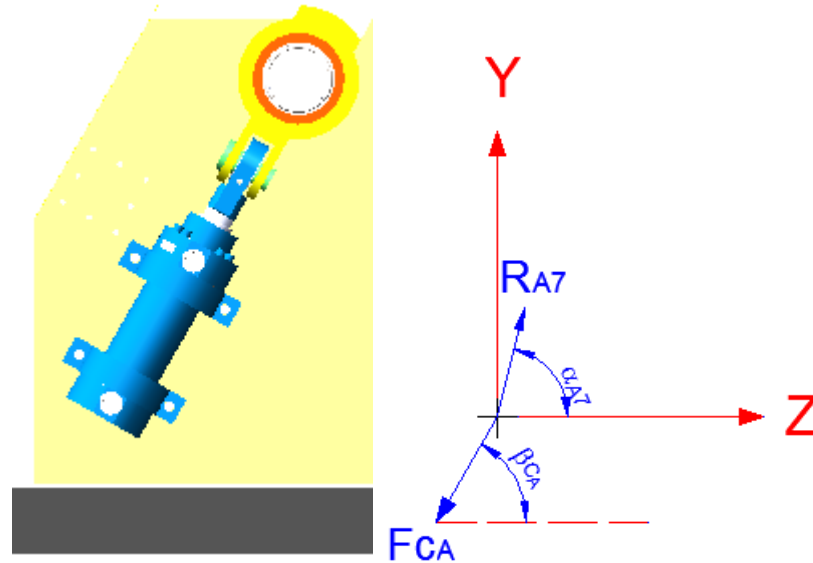


Figura 5-38. Diagrama cuerpo libre aplicado por el cilindro

La presión de trabajo nominal de los cilindros seleccionados es de 250 bares.

$$Pr_{cinf} = 250 \text{ bar}$$

El factor de rozamiento se toma en consideración debido a que dentro del pistón existen pérdidas por fricción por los elementos internos del cilindro.

$$F_{rozamiento} = 90\%$$

$$F_{CA1} = \frac{R_{A7} * \sin \alpha_{A7}}{\sin \beta_{Ca}} = 210.38 \text{ kN}$$

Según el catálogo de BOSCH (Ver Anexo 1) un cilindro con diámetro de pistón 125 mm, con un vástago de 90 mm y que trabaja a 250 bares proporciona la siguiente fuerza:

$$F_{cat1} = 306.75 \text{ kN}$$

$$F_{real1} = F_{cat1} * F_{rozamiento} = 276.075 \text{ kN}$$

El factor de seguridad del cilindro será:

$$FS_{C1} = \frac{F_{real1}}{F_{CA1}} = 1.312$$

El factor de seguridad es óptimo ya que está calculado para la condición más crítica de trabajo y considerando las pérdidas que existen dentro del cilindro por rozamiento.

Solo se selecciona el cilindro hidráulico que se somete a la carga más crítica ya que por factores de geometría de la máquina se requiere que todos los pistones de los rodillos inferiores sean idénticos.

5.6.5.1.1. Verificación a pandeo de los pistones hidráulicos de los rodillos inferiores

Para verificar el pandeo en el cilindro hidráulico tratamos al cilindro como una columna con un extremo libre y un extremo fijo, ya que este es el tipo de sujeción que se están aplicando a estos cilindros hidráulicos.

$$E_{cil} = 2.1 * 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

$$d_{cil} = 90 \text{ mm}$$

$$L_{cil} = 530 \text{ mm}$$

$$S_{seg} = 3.5$$

$$S_{k1} = 2 * L_{cil}$$

$$J_{cil1} = \frac{d_{cil}^4 * \pi}{64}$$

$$K_1 = \frac{\pi^2 * E_{cil} * J_{cil1}}{S_{k1}^2} = 5.941 * 10^6 \text{ N}$$

$$F_{cil1} = \frac{K_1}{S_{seg}} = 1.697 * 10^6 \text{ N}$$

$$F_{cil1} > F_{cA1}$$

Ya que la carga crítica que soporta el cilindro a pandeo es mayor a las cargas aplicadas en el cilindro hidráulico, este no fallará por pandeo en su trabajo en la máquina roladora.

5.6.5.2. Pistón hidráulico del rodillo superior

Para seleccionar el pistón hidráulico del brazo de desacople del rodillo superior, procedemos a realizar un DCL de las fuerzas que actuarán en el momento del barolado, debido a que los apoyos del brazo no están equidistantes del punto en el que se ubica el centro del apoyo del rodamiento, debemos idealizar el brazo como una viga para de esta manera determinar la fuerza que se aplicara en cada apoyo con lo que tenemos:

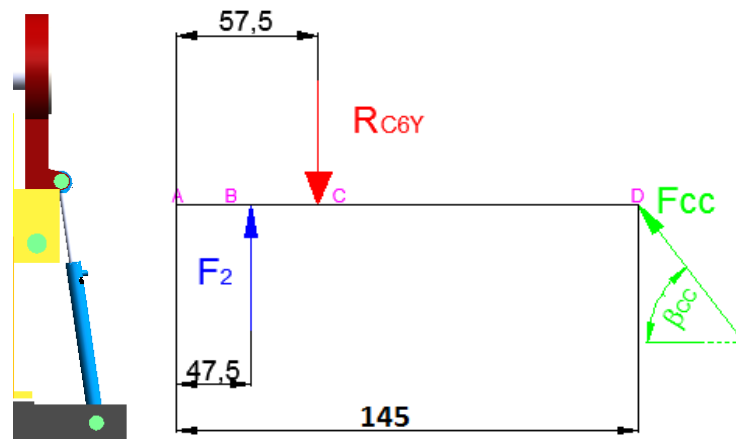


Figura 5-39. Esquemización de fuerzas aplicadas al elemento

$$\beta_{c_c} = 81.87 \text{ deg}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_2 + F_{c_c} * \sin(\beta_{c_c}) - R_{c_{6y}} = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{c_c} * \sin(\beta_{c_c}) * 97.5 \text{ mm} - R_{c_{6y}} * 10 \text{ mm} = 0$$

$$F_{c_c} = \frac{R_{c_{6y}} * 10 \text{ mm}}{\sin(\beta_{c_c}) * 97.5 \text{ mm}} = 21.638 \text{ kN}$$

$$F_2 = R_{c_{6y}} - F_{c_c} * \sin(\beta_{c_c}) = 187.428 \text{ kN}$$

$$F_{c_{c_x}} = F_{c_c} * \cos(\beta_{c_c}) = 3.06 \text{ kN}$$

$$F_{2_x} = F_{c_{c_x}} = 3.06 \text{ kN}$$

Según el catálogo de BOSCH (Ver Anexo 2) un cilindro con diámetro de pistón 50 mm con vástago de 32 mm, que trabaja a 250 bares proporciona la siguiente fuerza:

$$F_{cat2} = 49.06 \text{ kN}$$

$$F_{real2} = F_{cat2} * F_{rozamiento} = 44.154 \text{ kN}$$

El factor de seguridad del cilindro será:

$$FS_{C2} = \frac{F_{real2}}{F_{C2}} = 2.041$$

5.6.5.2.1. Verificación a pandeo del pistón hidráulico del rodillo superior

Para verificar el pandeo en este caso tratamos como al cilindro como una columna con 2 extremos articulados, por lo que la longitud de pandeo es todo el cilindro.

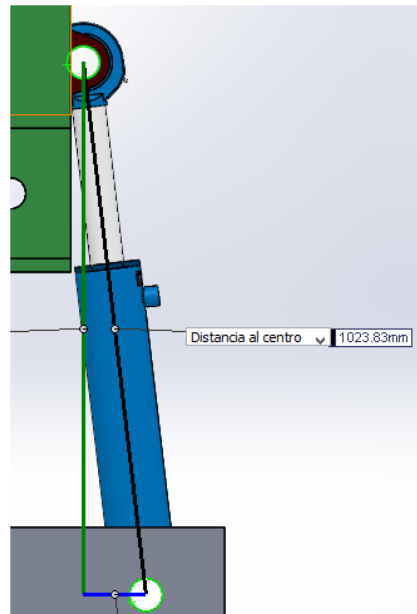


Figura 5-40. Longitud de pandeo pistón hidráulico

$$d_{cil2} = 32 \text{ mm}$$

$$L_{cil2} = 1024 \text{ mm}$$

$$S_{k2} = L_{cil2}$$

$$J_{cil2} = \frac{d_{cil2}^4 * \pi}{64}$$

$$K_2 = \frac{\pi^2 * E_{cil} * J_{cil2}}{S_{k2}^2} = 1.017 * 10^5 N$$

$$F_{cil2} = \frac{K_2}{S_{seg}} = 2.907 * 10^4 N$$

$$F_{cil2} > F_{C_C}$$

Ya que la carga crítica que soporta el cilindro a pandeo es mayor a la carga que estamos aplicando al cilindro hidráulico, este no fallará por pandeo.

5.6.6. Selección de los rodamientos para los rodillos inferiores

A partir del diagrama de cuerpo libre de la Figura 5-8 las siguientes reacciones en el rodamiento de la sección A7. Se calcula la carga resultante de estas reacciones. Y verificamos la existencia de una carga tangencial.

$$F_{R1} = \sqrt{R_{A7y}^2 + R_{A7z}^2} = 1.951 * 10^5 N$$

$$F_{a1} = R_{A7x} = 0$$

Se utilizará el rodamiento número 23030B (Ver Anexo 3), rodamiento de rodillos esféricos por su gran capacidad de absorber cargas de gran magnitud. Para el cual tenemos las siguientes especificaciones:

$$C_{r1} = 445 kN$$

$$C_{or1} = 775 kN$$

Confiabilidad %	L_{10}	Factor de confiabilidad α_1
90	L_{10}	1.00
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

Figura 5-41. Factor de confiabilidad rodamiento

Fuente: (Catalogo de rodamiento de bolas y de rodillo, NTN, Pág. A-18).

$$K_{fr} = 0.21$$

$$L_{nominal1} = \left(\frac{C_{r1}}{F_{R1}} \right) * K_{fr} * 10^6 = 3.281 * 10^6$$

$$t_{vida\ util} = \frac{L_{nominal1}}{10} = 3.281 * 10^5 \text{ min}$$

El trabajo que realizará la máquina es durante 48 semanas del año, 5 días laborales a la semana, 2 horas diarias de trabajo. Por lo tanto la vida útil del rodamiento es:

$$t_{vida\ util\ años} = \frac{3.281 * 10^5}{48 * 5 * 2 * 60} = 11.393 \text{ años}$$

Se utilizará el mismo proceso de selección para el rodamiento en la sección A1, los resultados para un rodamiento de rodillos esféricos número 23026B (Ver Anexo 4), se muestra a continuación:

Tabla 5-25.
Selección de rodamiento en la sección A1

Rodamiento 23026B en la Sección A1	
Variables	Resultados
F_{R2}	$1.65 * 10^5 \text{ N}$
F_{a2}	0 N
C_{r2}	375 kN
C_{or2}	620 kN
$L_{nominal2}$	$3.242 * 10^6$
$t_{vida\ util}$	$3.242 * 10^5 \text{ min}$
$t_{vida\ util\ años}$	11.258 años

5.6.7. Selección de los rodamientos para el rodillo superior

Del Diagrama de cuerpo libre de la Figura 5-29 se obtuvo la resultante de las reacciones y la fuerza tangencial que va a soportar el rodamiento en la sección C1. Se utilizará un rodamiento de rodillos esféricos número 24032C (Ver Anexo 5).

$$F_{R3} = \sqrt{R_{C1y}^2 + R_{C1z}^2} = 2.74 * 10^5 \text{ N}$$

$$F_{a3} = \frac{F_{Cc_x}}{2} = 1.53 * 10^5 \text{ N}$$

$$\frac{F_{a3}}{F_{R3}} = 0.005$$

$$Y_{C1} = 2.18$$

$$X_{C1} = 1$$

$$C_{r3} = 665 \text{ kN}$$

$$C_{or3} = 1250 \text{ kN}$$

$$P_{r3} = X_{C1} * F_{R3} + Y_{C1} * F_{a3} = 2.773 * 10^5 \text{ N}$$

$$L_{nominal3} = \left(\frac{C_{r3}}{P_{R3}} \right) * K_{fr} * 10^6 = 3.876 * 10^6$$

$$t_{vida\ util3} = \frac{L_{nominal3}}{10} = 3.876 * 10^5 \text{ min}$$

El trabajo que realizará la máquina es durante 48 semanas del año, 5 días laborales a la semana, 2 horas diarias de trabajo. Por lo tanto la vida útil del rodamiento es:

$$t_{vida\ util\ años3} = \frac{3.659 * 10^5}{48 * 5 * 2 * 60} = 13.457 \text{ años}$$

Se utilizará el mismo proceso para la selección del rodamiento en la sección C6, con la diferencia que este rodamiento es cónico para permitir el acople y desacople del apoyo del rodillo superior, los resultados para un

rodamiento de rodillos esféricos número 24030BK30 (Ver Anexo 6) se muestran a continuación:

Tabla 5-26.
Selección del rodamiento en la sección C6

Rodamiento 24030BK30 en la Sección C6	
Variables	Resultados
F_{R4}	$2.124 * 10^5 N$
$F_{a4} = F_{Ccx}/2$	$1.53 * 10^3 N$
Y_{C6}	2.06
X_{C6}	1
C_{r4}	585 kN
C_{or4}	1060 kN
$L_{nominal4}$	$5.854 * 10^6$
$t_{vida\ util}$	$5.854 * 10^5\ min$
$t_{vida\ util\ años}$	20.326 años

La vida útil que se determinó para este rodamiento es de 20 años aproximadamente, cabe aclarar que no se puede utilizar un rodamiento de menores dimensiones debido a factores geométricos de la máquina

Con las especificaciones del rodamiento ya podemos conocer la conicidad que debe tener el eje.

$$d = 150\ mm$$

$$B = 75\ mm$$

$$conicidad = 30$$

$$d1 = d + \frac{1}{conicidad} * B = 152.5\ mm$$

$$angulo_{cono} = atan\left(\frac{B}{d1 - d}\right) = 88\ deg$$

5.6.8. Diseño de la junta empernada del apoyo de rodillo superior

Datos de la junta:

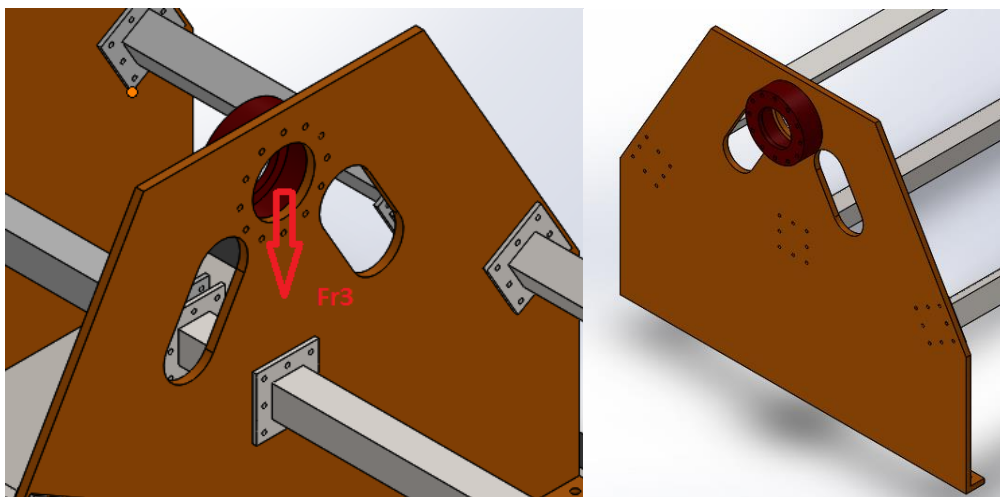


Figura 5-42. Esquemática fuerza aplicada en junta empernada

Como la distancia de la junta al centro de la carga es mínima, esta junta empernada se la diseñará a cortante puro para facilitar los cálculos en el diseño.

Tabla 5-27.
Diseño junta empernada rodillo superior sección C1

Datos de la junta empernada sección C1	
Variables	Resultados
$Perno$	M16 grado 8.8
D_{perno}	16 mm
$Placa_{e1}$	100 mm
$Placa_{e2}$	25.4 mm
Sp_{M16}	600 MPa
$Sy_{elemento1}$	252 MPa Eje acero AISI 1020
$Sy_{elemento2}$	248 MPa Plancha ASTM A36
Np_1	12
At_{perno1}	144 mm ² Área del diámetro menor

$$Al_{perno1} = D_p * Placa_{e2} = 406.4 \text{ mm}^2$$

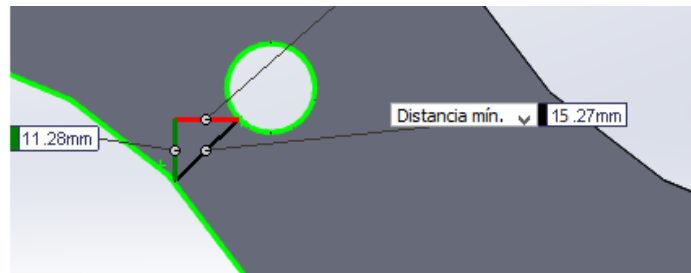


Figura 5-43. Distancia crítica al borde del elemento 2

$$At_{borde\ elemento2} = 15.27 \text{ mm} * Placa_{e2} = 413.258 \text{ mm}^2$$

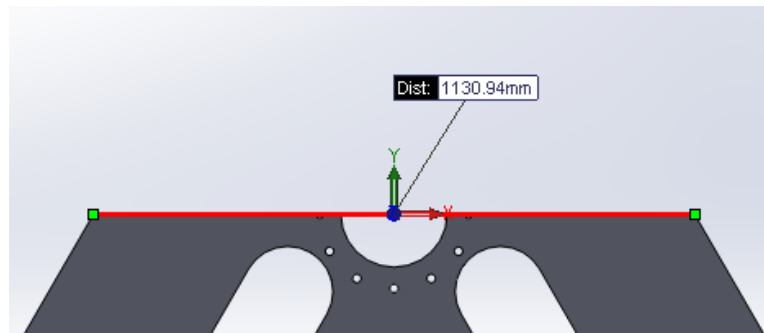


Figura 5-44. Distancia en la línea crítica del elemento 2

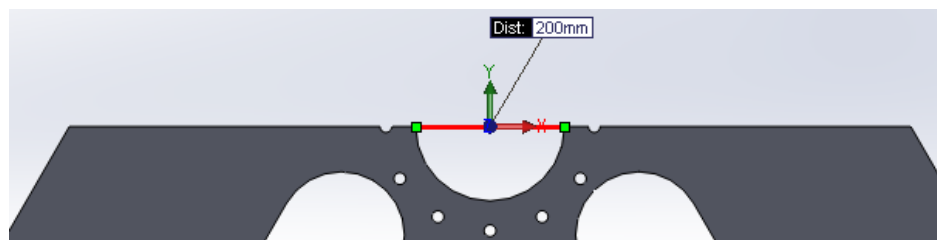


Figura 5-45. Dimensión del agujero en el elemento 2

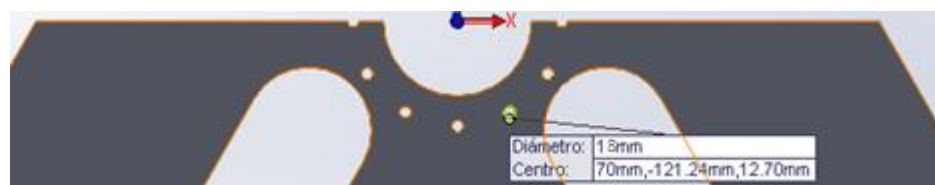


Figura 5-46. Dimensión de agujero del perno en el elemento 2

$$Al_{agujero2} = 18 * Placa_{e2} = 406.4 \text{ mm}^2$$

$$At_{elemento2} = (1131 - 200 - 2 * 18) \text{ mm} * Placa_{e2} = 2.283 * 10^4 \text{ mm}^2$$

Aplastamiento de los pernos

$$\sigma_{aplastamiento1} = \frac{Fr_3}{Np_1 * Al_{perno1}} = \frac{Sp_{M16}}{FS_{aplastamiento1}}$$

$$FS_{aplastamiento pernos1} = \frac{Np_1 * Al_{perno1} * Sp_{M16}}{Fr_3} = 10.68$$

Aplastamiento del elemento en los agujeros

$$\sigma_{aplastamiento elemento2} = \frac{Fr_3}{Np_1 * Al_{agujero2}} = \frac{Sy_{elemento2}}{FS_{aplastamiento elemento2}}$$

$$FS_{aplastamiento elemento2} = \frac{Np_1 * Al_{agujero2} * Sy_{elemento2}}{Fr_3} = 4.966$$

Cortante de los pernos

$$\sigma_{cortante pernos1} = \frac{Fr_3}{Np_1 * At_{perno1}} = \frac{0.577 * Sp_{M16}}{FS_{cortante pernos1}}$$

$$FS_{cortante pernos1} = \frac{Np_1 * At_{perno1} * 0.577 * Sp_{M16}}{Fr_3} = 2.183$$

Cortante del borde del elemento en la zona crítica de la Figura 5-43

$$\sigma_{cortante borde2} = \frac{Fr_3}{Np_1 * At_{borde elemento2}} = \frac{0.577 * Sy_{elemento2}}{FS_{cortante borde2}}$$

$$FS_{cortante borde2} = \frac{Np_1 * At_{borde elemento2} * 0.577 * Sy_{elemento2}}{Fr_3} = 2.431$$

Fluencia del elemento en la línea crítica

$$\sigma_{fluencia elemento2} = \frac{Fr_3}{Np_1 * At_{elemento2}} = \frac{Sy_{elemento2}}{FS_{fluencia elemento2}}$$

$$FS_{fluencia\ elemento2} = \frac{Np_1 * At_{elemento2} * Sy_{elemento2}}{Fr_3} = 248.028$$

5.6.9. Diseño del acople de la sección A6

Datos del elemento:

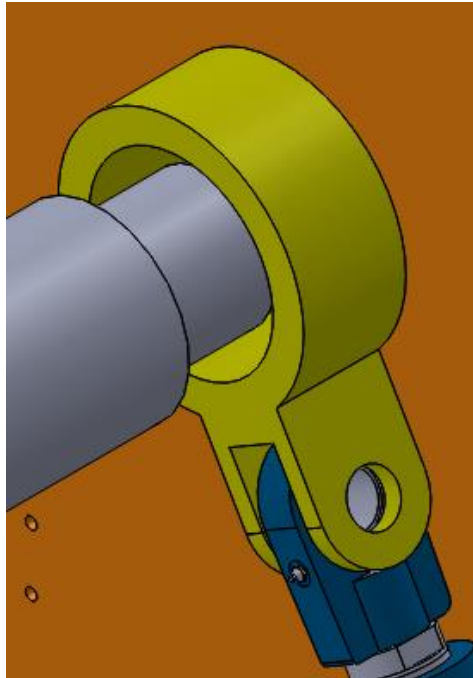


Figura 5-47. Acople del rodillo inferior en la sección A6

Tabla 5-28.
Datos del acople en la sección A6

Acople en la sección A6	
Variabes	Resultados
$D_{pasador}$	60 mm
$espesor_{orejas}$	23 mm
$espesor_{acople}$	125 mm
$Longitud_{pasador}$	120 mm
Sy_{oreja}	351 MPa Plancha ASTM A588 gr 50
Sy_{acople}	252 MPa Eje acero AISI 1020
$Sy_{pasador}$	235 MPa Eje acero AISI 1018
$Su_{electrodo}$	483 MPa electrodo 7018

Fluencia del elemento en la línea crítica acople

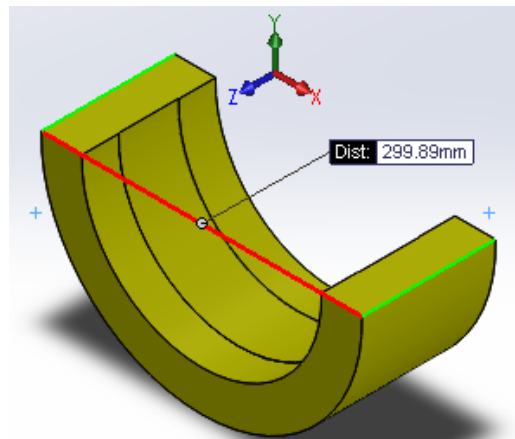


Figura 5-48. Dimensión de la línea crítica del acople

$$At_{elemento3} = (300 - 225) \text{ mm} * \text{espesor}_{acople} = 9.375 * 10^3 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{fluencia\ acople} = \frac{Fr_1}{At_{elemento3}} = \frac{Sy_{oreja}}{FS_{fluencia\ elemento3}}$$

$$FS_{fluencia\ acople} = \frac{At_{elemento3} * Sy_{oreja}}{Fr_1} = 12.11$$

Fluencia del elemento en la línea crítica de la oreja

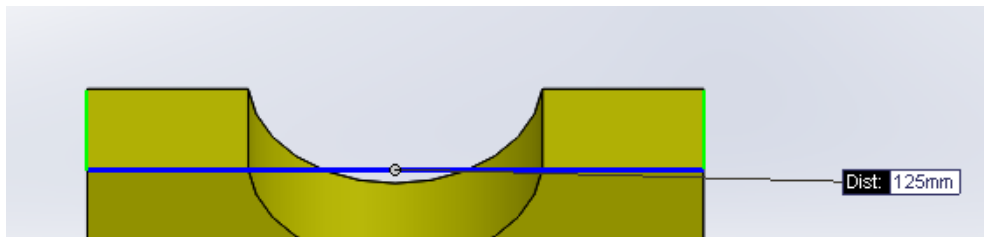


Figura 5-49. Dimensión de la línea crítica de las orejas

$$At_{elemento3} = (125 - 60) \text{ mm} * \text{espesor}_{orejas} = 1.495 * 10^3 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{fluencia\ elemento3} = \frac{\frac{Fr_1}{2}}{At_{elemento3}} = \frac{Sy_{oreja}}{FS_{fluencia\ elemento3}}$$

$$FS_{fluencia\ elemento3} = \frac{At_{elemento3} * Sy_{oreja}}{\frac{Fr_1}{2}} = 5.389$$

Cortante del pasador

$$At_{pasador} = \frac{60 \text{ mm}^2}{4} * \pi = 2.827 * 10^3 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{cortante pasador} = \frac{Fr_2}{At_{pasador}} = \frac{0.577 * Sy_{pasador}}{FS_{cortante pasador}}$$

$$FS_{cortante pasador} = \frac{At_{pasador} * 0.577 * Sy_{pasador}}{Fr_2} = 2.324$$

Junta Soldada

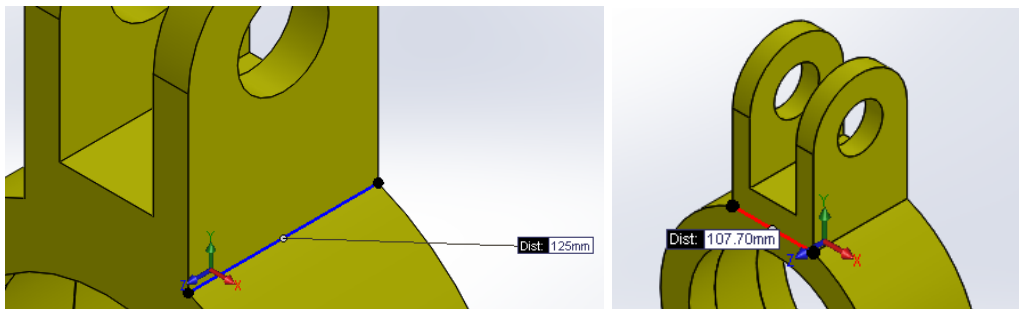


Figura 5-50. Línea del cordón de soldadura del elemento 3

Se soldará un filete en cada lado de la oreja con una garganta de 6 mm cada uno.

$$A_{sueda} = 0.707 * (125 + 125 + 108 + 108) \text{ mm} * 6 \text{ mm} = 1.977 * 10^3 \text{ mm}^2$$

$$FS_{sueda} = \frac{A_{sueda} * 0.3 * Su_{electrodo}}{\frac{Fr_2}{2}} = 1.735$$

5.6.10. Diseño soporte del acople lateral del rodillo superior

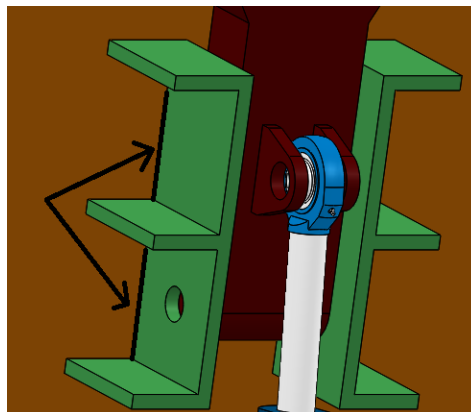


Figura 5-51. Soporte y acople lateral del rodillo superior

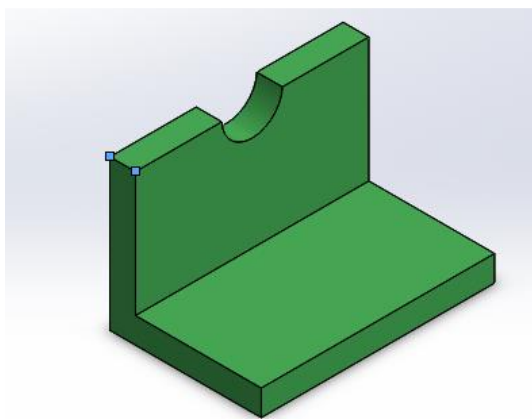


Figura 5-52. Sección crítica del soporte lateral

Tabla 5-29.
Diseño del soporte lateral

Soporte lateral	
Variables	Resultados
$D_{pasador}$	60 mm
$espesor_{pared}$	12.7 mm
$Longitud_{pasador}$	280 mm
$Sy_{soporte}$	351 MPa Plancha ASTM A588 gr 50
$Sy_{pasador}$	235 MPa Eje acero AISI 1018
$Su_{electrodo}$	483 MPa electrodo 7018
$At_{soporte}$	$3.315 * 10^3 \text{ mm}^2$
$At_{pasador}$	$1.963 * 10^3 \text{ mm}^2$
fuerza que debe soportar F2	$1.874 * 10^5 \text{ N}$
Para un filete de 6mm A_{suelda}	$1.714 * 10^3 \text{ mm}^2$
FS_{suelda}	6.55
$FS_{fluencia \ soporte}$	6.307
$FS_{cortante \ pasador}$	2.11

5.6.11. Diseño desacople lateral del rodillo superior



Figura 5-53. Acople lateral del rodillo superior

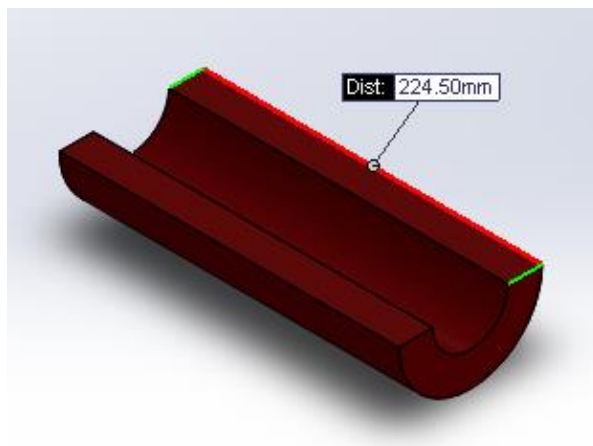


Figura 5-54. Línea de fluencia del elemento en el pasador

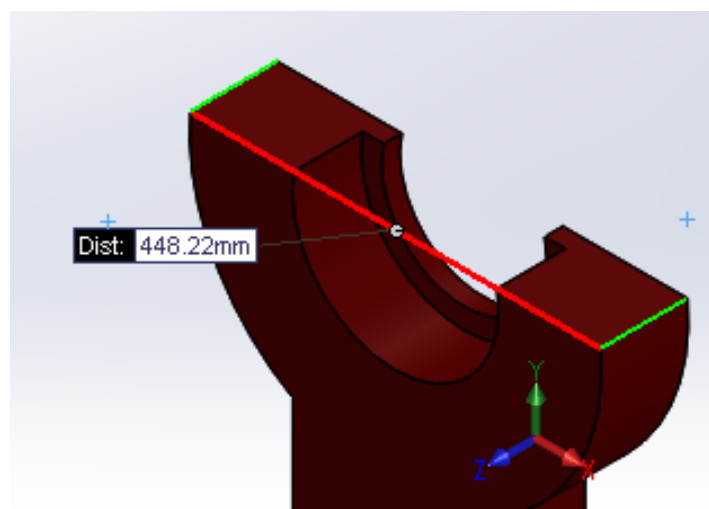


Figura 5-55. Línea de fluencia en la parte superior

Tabla 5-30.
Diseño del acople lateral del rodillo superior

Acople lateral rodillo superior	
Variables	Resultados
$D_{pasador\ cilindro}$	32 mm
$Longitud_{pasador\ cilindro}$	100 mm
$Longitud_{acople}$	225 mm
$espesor_{acople}$	95 mm
Sy_{acople}	248 MPa Plancha acero ASTM A36
$Sy_{pasador}$	235 MPa Eje acero AISI 1018
$Su_{electrodo}$	483 MPa electrodo 7018
linea de fluencia At_{acople}	$2.228 * 10^4\ mm^2$
linea fluencia pasador $At_{pa.acople}$	$1.01 * 10^4\ mm^2$
linea de fluencia At_{orejas}	760 mm ²
$At_{pasador\ cilindro}$	804.248 mm ²
Para un filete de 4mm A_{suelta}	565.6 mm ²
fuerza aplicada en el acople $F2$	$1.874 * 10^5\ N$
fuerza aplicada en pasador Fcc	$2.164 * 10^4\ N$
$FS_{fluencia\ acople}$	26.028
$FS_{fluencia\ zona\ pasador\ acople}$	13.379
$FS_{suelta\ orejas}$	7.56
$FS_{fluencia\ orejas}$	17.436
$FS_{cortante\ pasador}$	4.7

5.6.12. Selección de los pernos inferiores de las placas

5.6.12.1. Placa 1

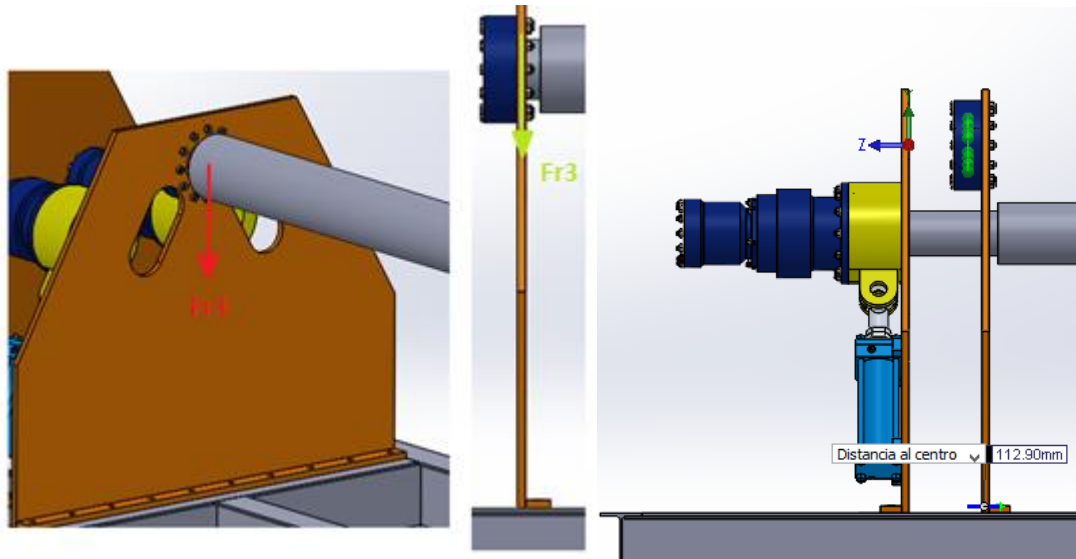


Figura 5-56. Esquematación de la fuerza en la placa 1

$$b_{m1} = 112.9 \text{ mm}$$

$$M_{placa1} = F_{R3} * b_{m1} = 3.093 * 10^4 \text{ J}$$

$$F_{cplaca1} = \frac{M_{placa1} * 900\text{mm}}{2(100^2 + 300^2 + 500^2 + 700^2 + 900^2)} = 8.436 \text{ kN}$$

$$A_{bperno1} = 25.7\text{mm} * 24 \text{ mm} = 616.8 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{cperno1} = \frac{F_{cplaca1}}{A_{bperno1}} = 13.677 \text{ MPa}$$

$$Sy_{M24} = 225 \text{ MPa}$$

$$FS_{perno1} = \frac{Sy_{M24}}{\sigma_{cperno1}} = 16.45$$

5.6.12.2. Placa 2

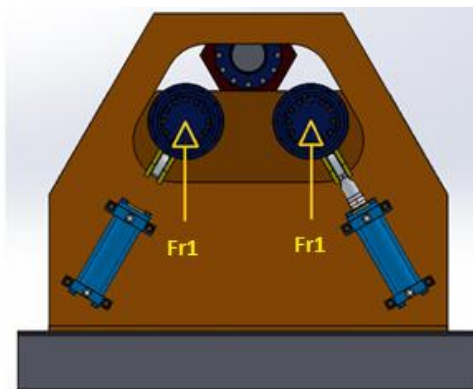


Figura 5-57. Esquemática de las fuerzas aplicadas en la placa 2

Tabla 5-31.
Diseño de la placa 2

Diseño de la placa 2	
Variables	Resultados
b_{m2}	95.2 mm
M_{placa2}	$3.714 * 10^4 J$
$F_{cplaca2}$	10.13 kN
$A_{bperno2}$	616.8 mm ²
$\sigma_{cperno2}$	16.423 MPa
Sy_{M24}	225 MPa
FS_{perno2}	13.7

5.6.12.3. Placa 3

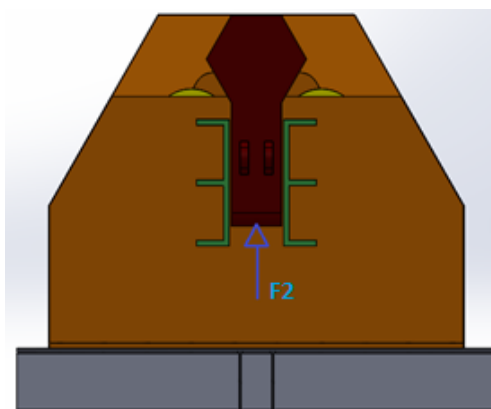


Figura 5-58. Esquemática de la fuerza en la placa 3

Tabla 5-32.
Diseño de la placa 3

Diseño de la placa 3	
Variabes	Resultados
b_{m3}	128.3 mm
M_{placa3}	$2.405 * 10^4 J$
$F_{cplaca3}$	6.558 kN
$A_{bperno3}$	616.8 mm ²
$\sigma_{cperno3}$	10.633 MPa
Sy_{M24}	225 MPa
FS_{perno3}	21.16

5.6.12.4. Placa 4

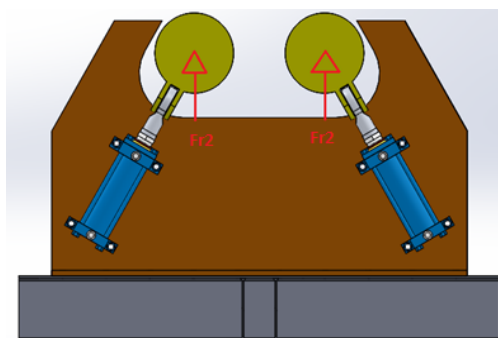


Figura 5-59. Esquematización de la placa 4

Tabla 5-33.
Diseño de la placa 4

Diseño de la placa 4	
Variabes	Resultados
b_{m4}	95.2 mm
M_{placa4}	$3.141 * 10^4 J$
$F_{cplaca4}$	8.567 kN
$A_{bperno4}$	616.8 mm ²
$\sigma_{cperno4}$	13.89 MPa
Sy_{M12}	225 MPa
FS_{perno4}	16.2

5.7. Diseño del bastidor

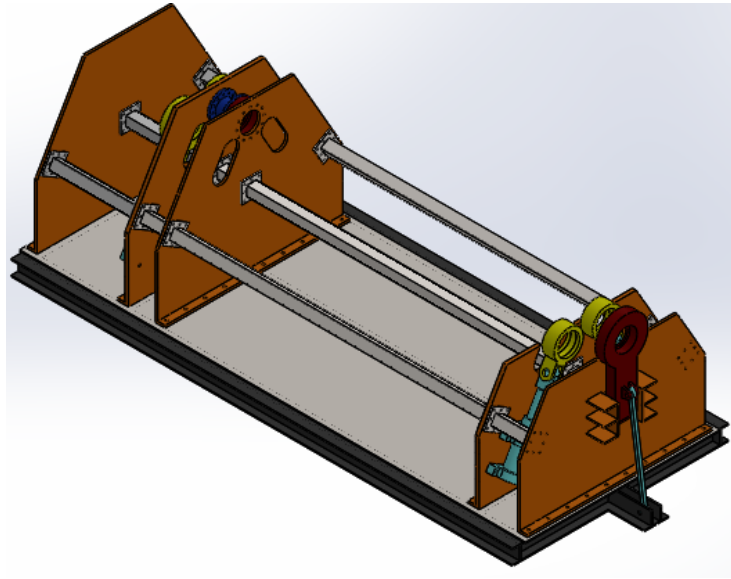


Figura 5-60. Modelo del bastidor de la baroladora

En la Figura 5-60 se puede apreciar los componentes por los cuales está conformado el bastidor de la máquina baroladora, además de los elementos del bastidor se colocaron elementos extras como son los acoples de los rodamientos y los pistones esto debido a que el diseño del bastidor fue realizado mediante software MEF, y se requiere el uso de estos elementos para colocar las cargas que actúan en el bastidor, el criterio que se empleó para la simulación del bastidor fue bajo condiciones estáticas de trabajo.

Las cargas que se aplicaron en el modelo se las presenta en la Figura 5-61, estas fueron obtenidas de las cargas que deberán soportar los rodamientos y la carga generada por el motor sobre los elementos que lo soportan.

	Gravedad-1 (:-9.81 m/s ² ;)
	Fuerza-1 (:Por elemento: -165000 N;)
	Fuerza-2 (:Por elemento: -165000 N;)
	Fuerza-3 (:Por elemento: -274000 N;)
	Fuerza-4 (:Por elemento: -195000 N;)
	Fuerza-5 (:Por elemento: -195000 N;)
	Fuerza-6 (:Por elemento: -212500 N;)
	Torsión-1 (:Por elemento: 6460 N·m;)
	Torsión-2 (:Por elemento: 6460 N·m;)

Figura 5-61. Cargas externas en el modelo del bastidor

Se emplearon contactos sin penetración para las juntas empernadas que se presentan en el bastidor de la máquina baroladora y contacto de unión rígida para la junta soldada que se presenta entre el piso del bastidor y la placa de refuerzo colocada. En la Figura 5-62 se puede apreciar la discretización de los elementos que conforman el bastidor, tomando en consideración las sujeciones, contactos y cargas que actúan en el bastidor.

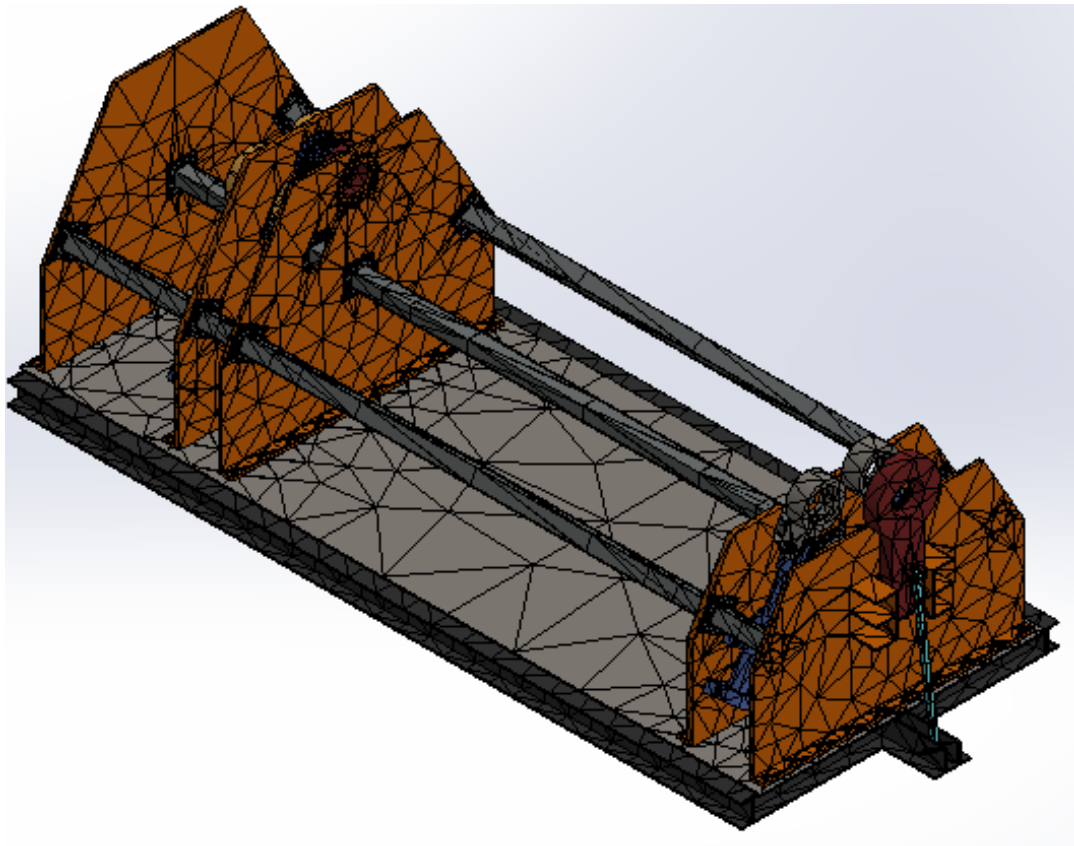


Figura 5-62. Discretización del bastidor de la baroladora

En la siguiente tabla se muestran los factores de seguridad para cada elemento que conforma el bastidor de la máquina baroladora, obtenidos mediante la simulación bajo el criterio de Von Misses.

Tabla 5-34.
Factores de seguridad de los elementos del bastidor

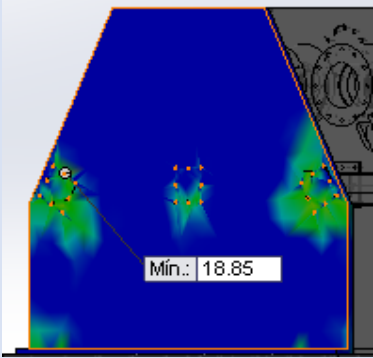
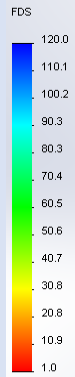
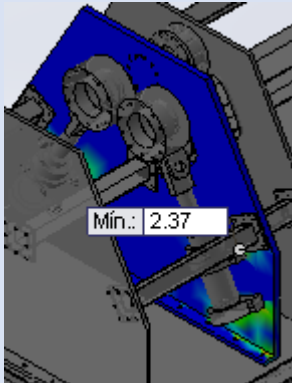
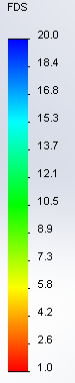
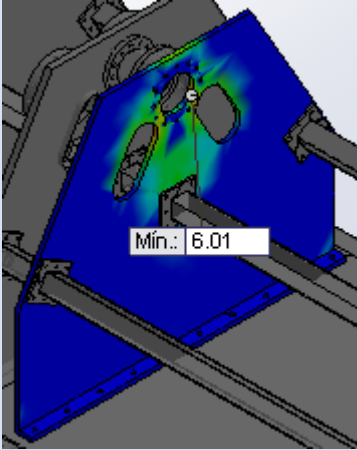
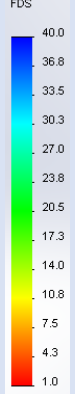
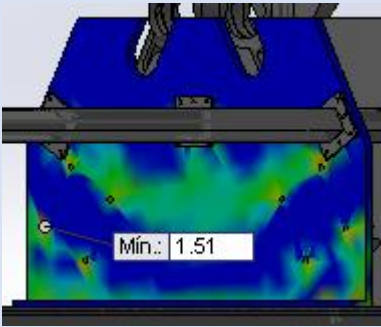
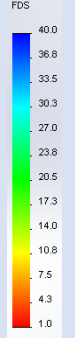
Elemento	Material	FS	Imagen	Escala
Placa cerrada soporte motores	Acero estructural de 25.4 mm de espesor ASTM A588 Grado A	18.85		
Placa base rodillos inferiores	Acero estructural de 38.1 mm de espesor ASTM A588 Grado A	2.37		
Placa base rodillo superior	Acero estructural de 25.4 mm de espesor ASTM A588 Grado A	6.01		
Placa base final	Acero estructural de 38.1 mm de espesor ASTM A588 Grado A	1.51		

Tabla 5-34.
Factores de seguridad de los elementos del bastidor (continuación)

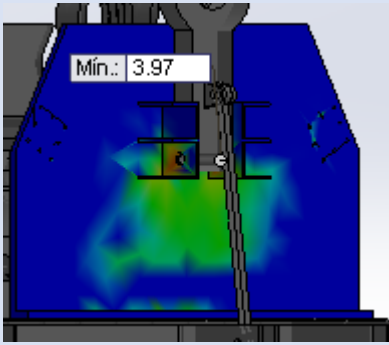
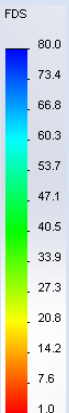
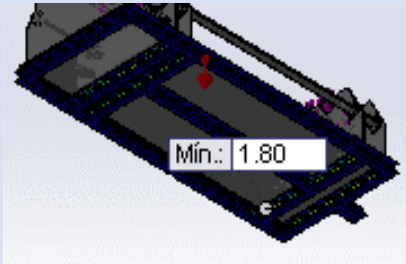
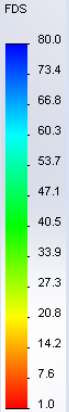
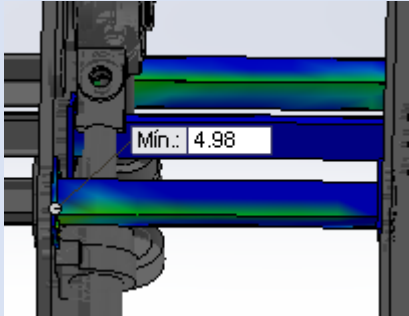
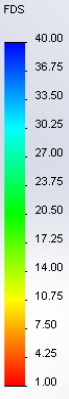
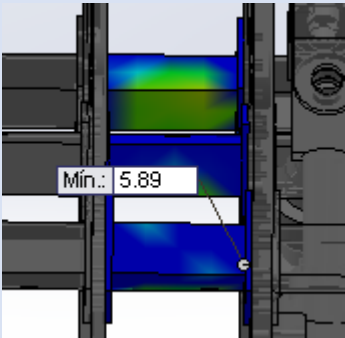

Elemento	Material	FS	Imagen	Escala
Placa base desacople	Acero estructural de 25.4 mm de espesor ASTM A588 Grado A	3.97		
Bastidor piso	Perfil estructural HEB 160, acero ASTM A36	1.8		
Viga rectangular separadora izquierda final	Tubería estructural rectangular de 100x100x5, acero ASTM A500	4.98		
Viga rectangular separadora izquierda	Tubería estructural rectangular de 100x100x5, acero ASTM A500	5.89		

Tabla 5-34.
Factores de seguridad de los elementos del bastidor (continuación)

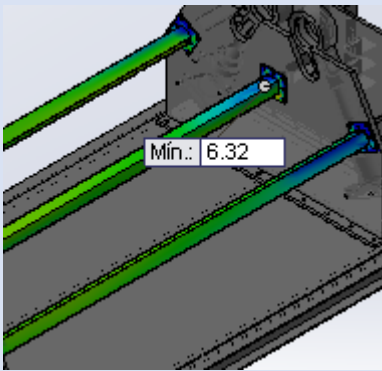
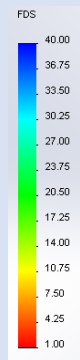
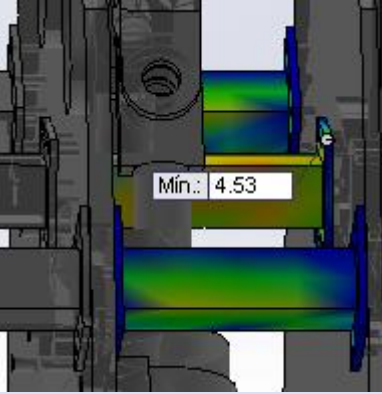
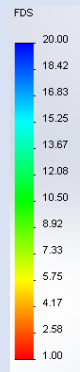
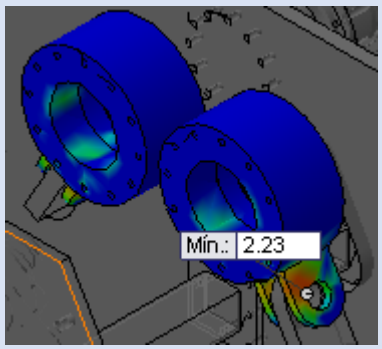
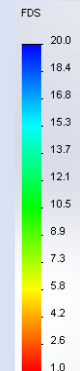
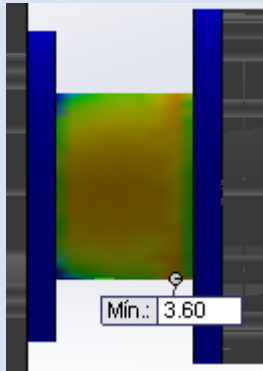
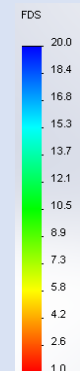
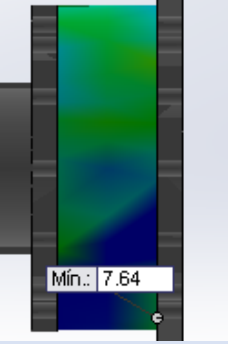
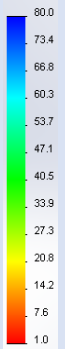
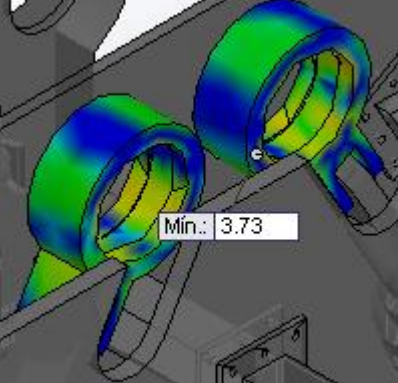

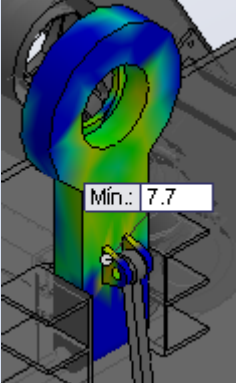
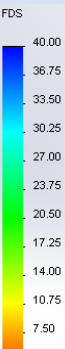
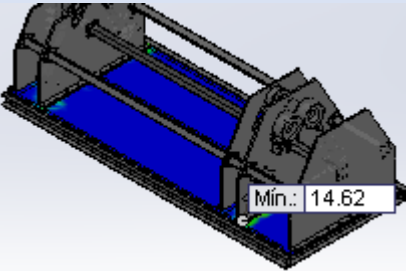
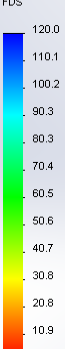
Elemento	Material	FS	Imagen	Escala
Viga rectangular separadora centro máquina	Tubería estructural rectangular de 100x100x5, acero ASTM A500	6.32		
Viga rectangular separadora derecha	Tubería estructural rectangular de 100x100x5, acero ASTM A500	4.53		
Acople pistón empernado	Acero AISI 1020	2.23		
Tubería unión	Tubería estructural redonda de 168.30x3	3.6		

Tabla 5-34.
Factores de seguridad de los elementos del bastidor (continuación)

Elemento	Material	FS	Imagen	Escala
Acople rodillo superior	Acero AISI 1020	7.64		
Acople pistón	Acero AISI 1020	3.73		
Brazo desacople	Acero AISI 1020	7.7		
Tol refuerzo patín	Acero ASTM A36	14.62		

5.8. Validación de la simulación

Tabla 5-35.
Validación de la simulación

Elemento	FS Simulación	FS Cálculos	% Variación
Placa base rodillo superior	6.01	4.9	18.4
Acople pistón fluencia línea crítica de la oreja	5.75	5.4	6.08
Acople pistón fluencia línea crítica del acople	12.08	12.11	0.24
Soporte placa base desacople fluencia en línea crítica	5.75	6.3	9.6
Brazo desacople fluencia en línea crítica	23.8	26	9.2
Brazo desacople fluencia línea crítica de la oreja	17.3	17.4	0.58
Brazo desacople fluencia línea crítica del pasador	16	13.4	16.25

Cabe mencionar que la desviación del 18.4% se presenta debido a que los métodos tradicional de diseño que se propusieron para la zona de falla del elemento no son los mismos que se presentan mediante la simulación, ya que en la simulación realizada mediante elementos finitos se toman en cuenta combinaciones de esfuerzos que no son posibles realizar con la mecánica clásica y el esfuerzo es discretizado en cada zona del elemento.

5.9. Sistemas complementarios de la máquina

5.9.1. Diseño de la unidad de potencia Hidraulica

5.9.1.1. Selección de la bomba Hidraulica

Se determinó el caudal necesario para los cilindros hidráulicos de los rodillos inferiores.

$$Carrera_{inf} = 200 \text{ mm}$$

$$D_{cinf} = 125 \text{ mm}$$

$$V_{cinf} = \frac{\pi * D_{cinf}^2}{4} * Carrera_{inf} = 2.454 L$$

Cada rodillo funciona con 2 cilindros hidráulicos por lo tanto el caudal por rodillo es:

$$Q_{cinf} = 4 * \frac{V_{cinf}}{35s} = 16.83 \frac{L}{min}$$

Se determinó el caudal necesario para el cilindro del rodillo superior

$$Carrera_{sup} = 400 mm$$

$$D_{csup} = 50 mm$$

$$V_{csup} = \frac{\pi * D_{csup}^2}{4} * Carrera_{sup} = 0.785 L$$

$$Q_{csup} = \frac{V_{csup}}{35s} = 1.346 \frac{L}{min}$$

Se determinó el caudal necesario para los motores

$$Vt_{motor} = 2 * V_{motor} = 3.538 * 10^3 \frac{cm^3}{rev}$$

$$Q_{motor} = Vt_{motor} * \omega = 35.38 \frac{L}{min}$$

Por lo tanto el caudal requerido por el sistema es

$$Q_{total} = Q_{cinf} + Q_{motor} = 52.21 \frac{L}{min}$$

Como se aprecia el caudal del cilindro hidráulico del rodillo superior no se toma en consideración para la suma de caudales, ya que la máquina tiene como limitación que ese cilindro hidráulico solo podrá desplazarse cuando los otros componentes de la máquina estén en sus posiciones iniciales y sin operación. Esto es por seguridad del operador y de la máquina.

Con el caudal de trabajo del sistema de 52.21 L/min y la presión de trabajo nominal del sistema de 250 bares se seleccionó una bomba. Del catálogo de bombas de Bosch se seleccione una bomba de pistones axiales serie

A10VSO45DFR1/31R-PPA12N00 (Ver Anexo 7). A continuación se muestra la curva de caudales de la bomba:

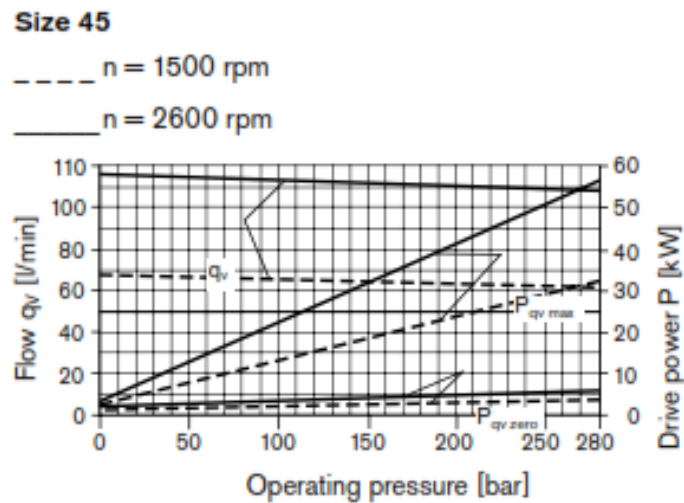


Figura 5-63. Curva de caudales de la bomba Hidraulica

Según la gráfica de la bomba para generar un caudal superior al necesario por el sistema se requiera un motor de 30 kW a una velocidad de 1500 RPM, el motor existente en el mercado es un motor SIEMENS de 50 HP (37.3 kW) y gira a una velocidad de 1800 RPM, por lo que con este motor seleccionado la bomba brinda un caudal aproximado de 80 L/min. A pesar que el caudal que brinda la bomba es mayor al necesario, esto no afecta al sistema hidráulico, ya que este deberá contar con su respectiva válvula de alivio para regresar el fluido que no se utiliza al tanque de almacenamiento.

5.9.1.2. Dimensionamiento de tanque hidráulico

Por recomendación de la empresa HIDROCONTROL el tanque tiene que ser de por lo menos 3 veces el volumen que utilizara la máquina por minuto.

$$Tanque_{hidraulico} = 3 * Q_{bomba} * 1 \text{ min} = 204 \text{ L}$$

Con este volumen el tanque será de forma rectangular con las siguientes medidas:

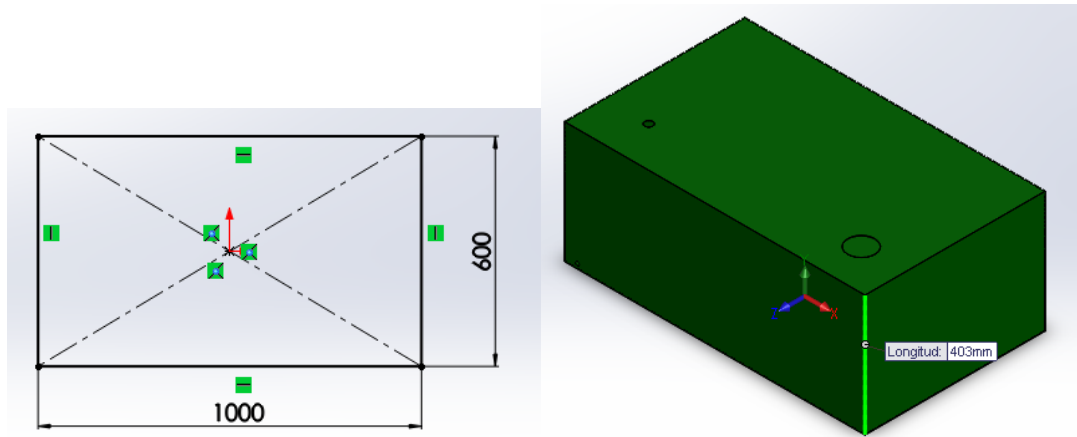


Figura 5-64. Dimensiones del tanque hidráulico

5.9.2. Diseño del sistema hidráulico

Para el diseño del sistema hidráulico se utilizó componentes Bosch distribuidos por la empresa Hidrocontrol, todo el sistema funciona mediante válvulas electrohidráulicas, los cilindros hidráulicos y motores hidráulicos poseen válvulas reguladoras de caudal las cuales permiten la calibración de la velocidad a la cual se van a desplazar. Del mismo modo los cilindros hidráulicos y motores hidráulicos poseen válvulas checks pilotadas para evitar cualquier desplazamiento que se pueda producir por los esfuerzos de la plancha en el proceso de barolado.

Para la selección de las mangueras hidráulicas se utilizó el nomograma de recomendación de la empresa PARKER, que se muestra en la Figura 5-65, donde seccionamos 4 diámetros de mangueras según el caudal y su aplicación las cuales se detallan a continuación:

- Para la línea de aspiración con el caudal de 80 L/min a la velocidad de 1.2 m/s se obtiene un diámetro de manguera de 38.1 mm.
- Para la línea de presión a los cilindros hidráulicos con un caudal de 4. L/min por cada uno y una velocidad de 3.5 m/s se obtiene un diámetro de 4.8 mm.
- Para la línea de presión a los motores con un caudal de 35.8 L/min en conjunto y una velocidad de 4.5 m/s se obtiene un diámetro de 12.7 mm.

- Para la línea de retorno de todo el sistema con el caudal de 80 L/min a la velocidad de 2 m/s se obtiene un diámetro de manguera de 31.8 mm.

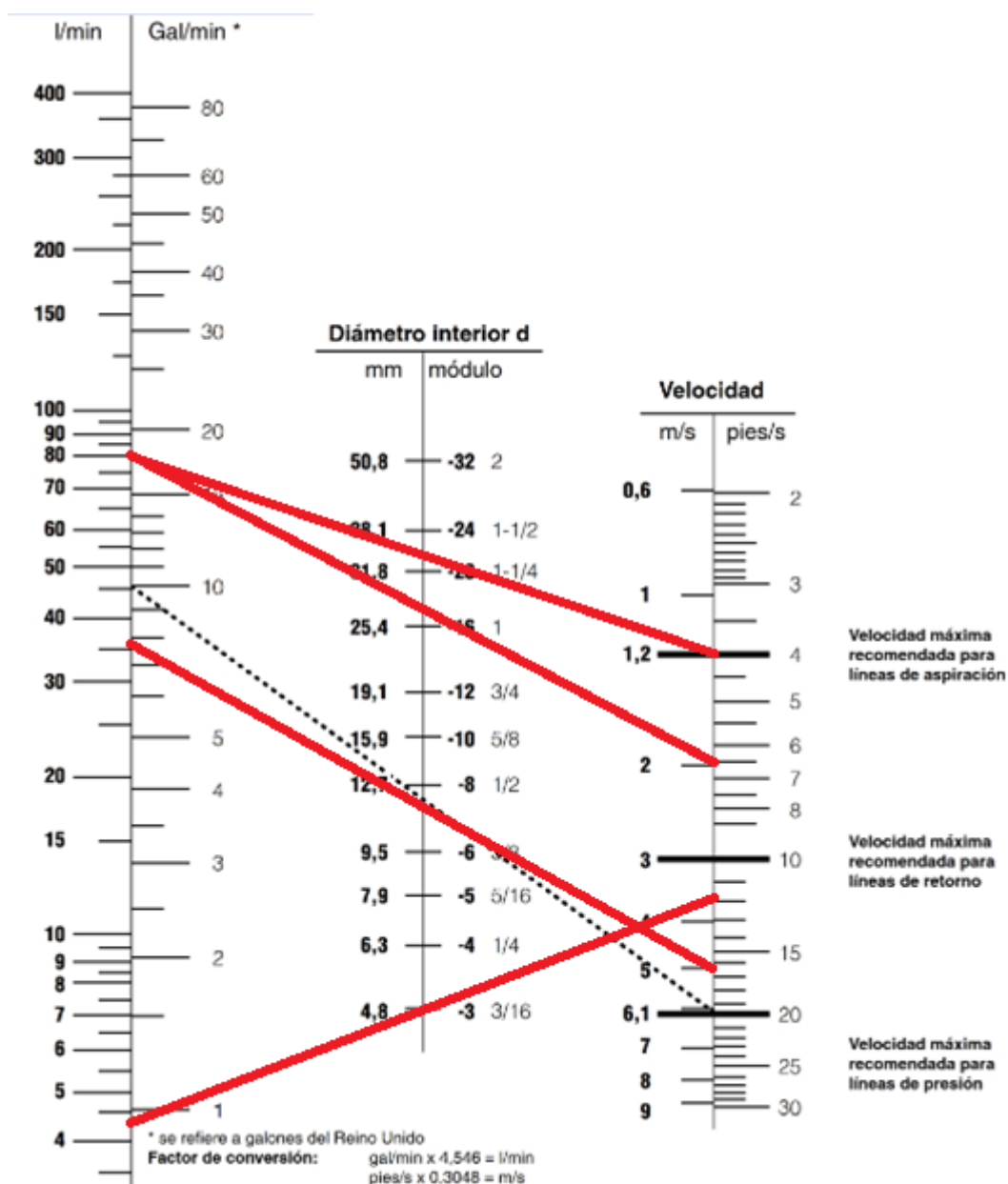


Figura 5-65. Nomograma para la selección de mangueras

Una vez que se conocen los componentes a utilizar se realizó el diseño completo del sistema hidráulico, el cual se muestra en el a continuación:

- Ver Anexo 9 Plano TAQ-SH-01

5.9.3. Diseño del sistema Eléctrico

La máquina baroladora de planchas de acero es automática, el funcionamiento de la máquina se lo realiza únicamente desde el sistema de control de este modo el operador no está en contacto con la máquina mientras que esta se encuentre en operación. El único momento que los operadores entran en contacto con la máquina es para ubicar la plancha de acero sobre los rodillos inferiores.

El sistema de automatización de la máquina es pensado en la facilidad y seguridad de operación, por lo que se tomó algunas consideraciones que se muestran a continuación para evitar accidentes laborales.

Tabla 5-36.
Matriz riesgos a prevenir del funcionamiento de la máquina

Consideraciones	Riesgos a prevenir
Ningún rodillo puede ser desplazado hasta que el acople superior este completamente cerrado.	Daños en la máquina, y deslizamiento de la plancha de acero fuera de la máquina.
La conexión de los motores es en paralelo, es decir siempre van a girar al mismo sentido.	Daños en la máquina por mala utilización de la misma, peligro de ruptura de soportes de la máquina por mala operación del operador.
Una vez finalizado el proceso de rolado, para poder desmontar el acople superior y sacar la virola, es necesario que todos los motores estén apagados y los cilindros hidráulicos se encuentren en su posición inicial.	Accidentes de aplastamiento por caída de la virola debido a una mala posición de los rodillos. Accidentes de atrapamiento de extremidades de los operadores en los rodillos de la máquina por funcionamiento de los motores en montaje o desmontaje de la virola
La máquina posee sistemas de medición de recorrido, para que el operador observe la alineación exacta de los rodillos inferiores. Del mismo modo el operador puede inclinar los rodillos para la fabricación de virolas con formas cónicas.	Virolas desalineadas, que estén fuera de las tolerancias de fabricación. Virolas cónicas con ángulos no deseados.

En base a estas consideraciones se realizó el diseño completo del sistema eléctrico.

Para el diseño del sistema eléctrico de potencia, el tablero cuenta con un breaker de 20A para la seguridad principal del sistema. Un contactor de 220v

para el encendido y apagado del motor de 50HP y una fuente de 24v a 10A para el funcionamiento de todos los componentes del sistema eléctrico de control. A continuación se muestra el diseño completo del sistema eléctrico de potencia.

- Ver Anexo 10 Plano TAQ-SE-01

El tablero de control de control es externo a la máquina, es decir únicamente está ligado a la máquina por una entrada de cables de señal del PLC al bloque de válvulas en el centro de la máquina. La idea de hacer el control totalmente externo es para que este no estorbe al momento de ingresar las planchas de acero de gran tamaño, o al momento de retirar la virola no exista el riesgo de que el tablero de control sea golpeado por el material de trabajo produciendo daños en el equipo.

Para el diseño del sistema eléctrico de control se lo realizará mediante la ayuda de un controlador lógico programable, ya que este nos permitirá cumplir con todas las consideraciones antes mencionadas. A continuación se visualizará un esquema del tablero de control de la máquina y se explicarán las funciones de cada componente.

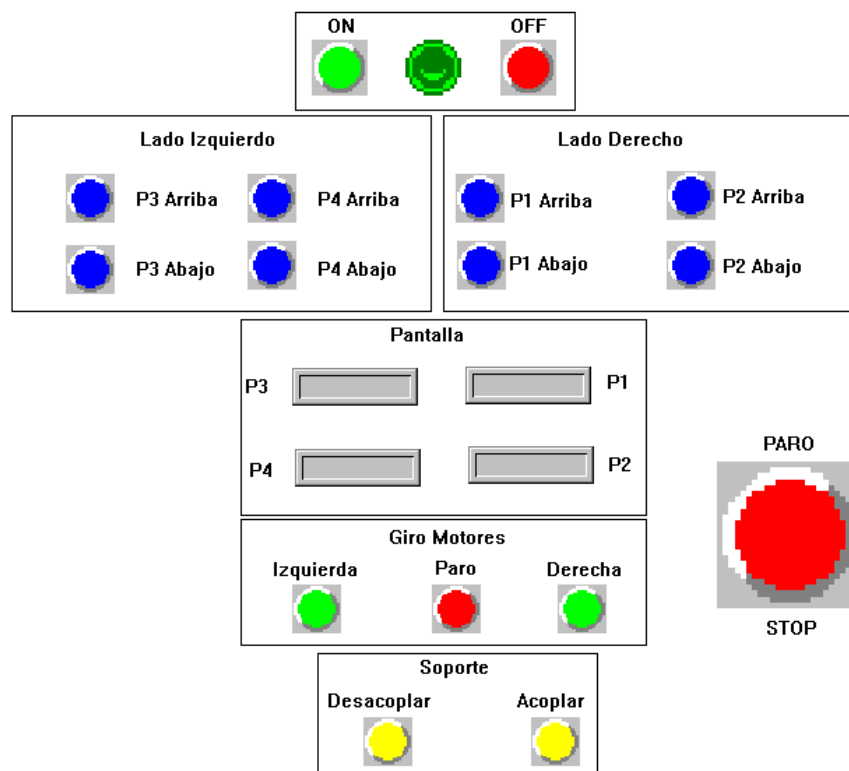


Figura 5-66. Tablero de control

Tabla 5-37.
Descripción componentes tablero de control

Descripción componentes del tablero de control	
Encendido	
Pulsador	Función
ON	Encendido de la máquina
OFF	Apagado de la máquina
STOP	Paro de emergencia
Lado Izquierdo (Rodillo inferior izquierdo)	
Pulsador	Función
P1 Arriba	Sube el pistón hidráulico 1
P1 Abajo	Baja el pistón hidráulico 1
P2 Arriba	Sube el pistón hidráulico 2
P2 Abajo	Baja el pistón hidráulico 2
Lado Derecho (Rodillo inferior derecho)	
Pulsador	Función
P3 Arriba	Sube el pistón hidráulico 3
P3 Abajo	Baja el pistón hidráulico 3
P4 Arriba	Sube el pistón hidráulico 4
P4 Abajo	Baja el pistón hidráulico 4
Motores	
Pulsador	Función
Izquierda	Gira los motores a la izquierda
Paro	Detiene los motores
Derecha	Gira los motores a la derecha
Apoyo rodillo superior	
Pulsador	Función
Acoplar	Sube el pistón hidráulico 5
Desacoplar	Baja el pistón hidráulico 4

El tablero de control utiliza una pantalla monocromática para mostrar la posición de los rodillos inferiores, por lo que el tablero de control tiene que estar ubicada sobre la caja de conexiones, ya que el PLC se acopla a la pantalla de visualización.

Con el esquema de tablero de control completo diseñamos las conexiones de todos los componentes del tablero eléctrico, y realizamos la programación del PLC (Ver Anexo 8). A continuación se muestra el diseño completo del sistema eléctrico de control:

- Ver Anexo 10 Plano TAQ-SE-02

5.10. Descripción completa de la máquina

En la Figura 5-67 se puede observar el diseño de la máquina terminado, para poder observar detenidamente cada uno de los componentes de la máquina se realizó un listado de planos los cuales permiten observar los detalles de cada componente de la máquina, así como también se muestran las vistas explotadas y el plano de conjunto de la máquina baroladora.

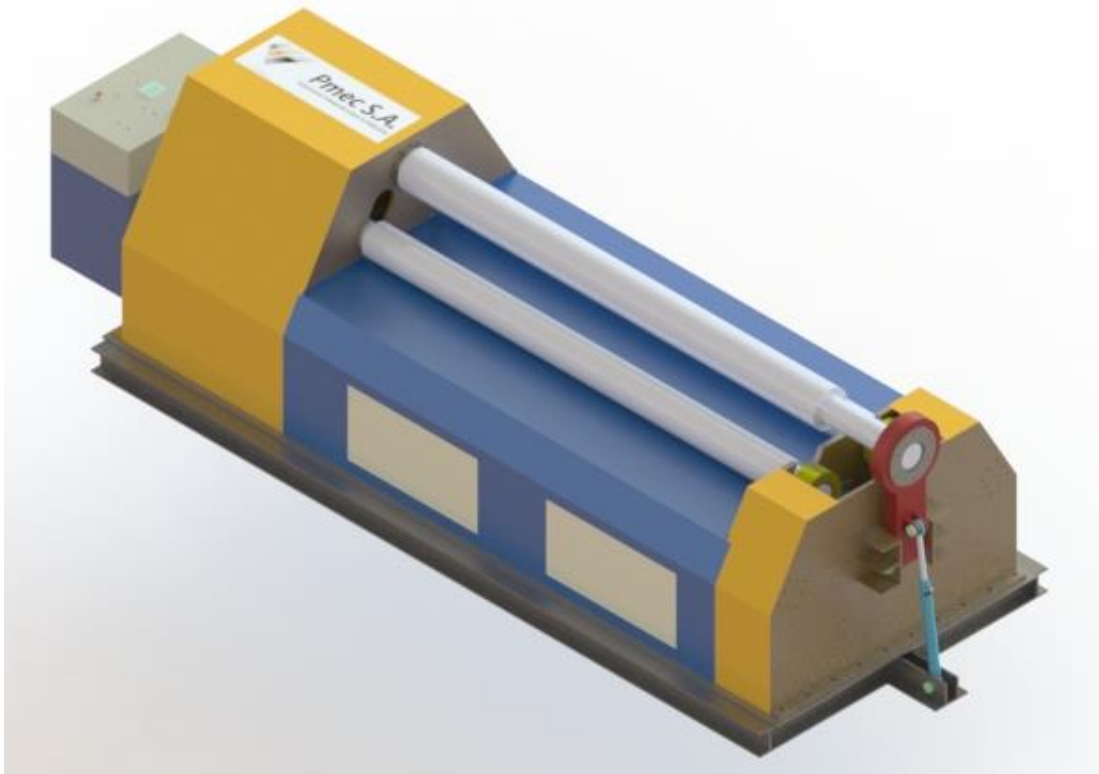


Figura 5-67. Máquina completa

5.10.1. Listado de planos

5.10.1.1. Planos de conjunto

- Ver Anexo 11 Plano de conjunto baroladora TAQ-PCB
- Ver Anexo 11 Plano de conjunto desacople TAQ-PCB-PCD
- Ver Anexo 11 Plano de conjunto acople motor TAQ-PCB-PCAM
- Ver Anexo 11 Plano de conjunto apoyo superior TAQ- PCB-PCAS
- Ver Anexo 11 Plano de conjunto acople TAQ-PCB-PCA
- Ver Anexo 11 Plano de conjunto sistema hidráulico TAQ-PCB-PCSH

5.10.1.2. Vistas explotadas

- Ver Anexo 11 Vista explotada baroladora TAQ-VEB
- Ver Anexo 11 Vista explotada desacople TAQ-PCB-VED
- Ver Anexo 11 Vista explotada acople motor TAQ-PCB-VEAM
- Ver Anexo 11 Vista explotada apoyo superior TAQ-PCB-VEAS
- Ver Anexo 11 Vista explotada acople TAQ-PCB-VEA
- Ver Anexo 11 Vista explotada sistema hidráulico TAQ-PCB-VESH

5.10.1.3. Planos de detalle

- Ver Anexo 11 Estructura piso TAQ-PCB-05
- Ver Anexo 11 Chapa piso máquina TAQ-PCB-06
- Ver Anexo 11 Soporte motores TAQ-PCB-17
- Ver Anexo 11 Soporte rodillos inferiores izquierda TAQ-PCB-15
- Ver Anexo 11 Soporte rodillos inferiores derecha TAQ-PCB-12
- Ver Anexo 11 Soporte rodillo superior derecha TAQ-PCB-11
- Ver Anexo 11 Acople rodillo inferior motor TAQ-PCB-PCAM-01
- Ver Anexo 11 Acople rodillo inferior TAQ-PCB-PCA-01
- Ver Anexo 11 Bocín acople rodillo inferior TAQ-PCB-PCA-02
- Ver Anexo 11 Bocín acople rodillo inferior motor TAQ-PCB-PCAM-02
- Ver Anexo 11 Acople rodillo superior TAQ-PCB-PCAS-02
- Ver Anexo 11 Tubería unión TAQ-PCB-PCAS-01
- Ver Anexo 11 Brazo desacople TAQ-PCB-PCD-01
- Ver Anexo 11 Tapa rodillo superior TAQ-PCB-PCD-02
- Ver Anexo 11 Pasadores TAQ-PCB-PCD-04
- Ver Anexo 11 Bocines TAQ-PCB-PCD-03
- Ver Anexo 11 Rodillo Superior TAQ-PCB-03
- Ver Anexo 11 Rodillo inferior TAQ-PCB-02
- Ver Anexo 11 Tapa centro TAQ-PCB-08
- Ver Anexo 11 Tapa izquierda TAQ-PCB-01
- Ver Anexo 11 Tapa derecha TAQ-PCB-04
- Ver Anexo 11 Tanque hidráulico TAQ-PCB-PCSH-01

- Ver Anexo 11 Perfil estructural centro TAQ-PCB-13
- Ver Anexo 11 Perfil estructural derecha TAQ-PCB-10
- Ver Anexo 11 Perfil estructural izquierda pequeño TAQ-PCB-09
- Ver Anexo 11 Perfil estructural izquierda TAQ-PCB-16
- Ver Anexo 11 Puertas mantenimiento TAQ-PCB-07

CAPÍTULO VI

6. EVALUACIÓN ECONÓMICA

Algunas de las cotizaciones se obtuvieron mediante vía telefónica, mientras que las cotizaciones de los demás elementos se adjuntan en el Anexo 12.

6.1. Costos Materia Prima

Los costos obtenidos de la materia prima fueron proporcionados por proveedores locales como Bohler y Comercial Cano Lastra.

Tabla 6-1.
Costos materia prima

Costos materia prima			
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.
5	Perfil HEB 160x160x8x13 (6000mm)	\$ 133,56	\$ 667,80
2	Plancha PL 12,7mm (6000mmX1220mm)	\$ 56,56	\$ 113,12
6	Plancha de 0,9mm (1220mmx2440mm)	\$ 16,36	\$ 98,16
3	Perfil cuadrado 100x100x5 (6000mm)	\$ 76,81	\$ 230,43
1	Plancha A36 de 12,7mm (1220mmx2440mm)	\$ 164,13	\$ 164,13
1	Plancha A588 gr50 de 25,4 (2440mmx6000mm)	\$ 3.066,40	\$ 3.066,40
1	Plancha A588 gr50 de 38,1mm (2440mmx8000mm)	\$ 7.663,09	\$ 7.663,09
1	Plancha A36 de 100mm (1000mmx500mm)	\$ 94,56	\$ 94,56
1	Eje AISI 1020 De exterior 380mm Di 180mm L=850mm	\$ 1.453,50	\$ 1.453,50
1	Eje AISI 1045 Diámetro 280mm L=4000mm	\$ 3.900,00	\$ 3.900,00
2	Eje AISI 1045 Diámetro 220mm L=4000mm	\$ 2.420,00	\$ 4.840,00
1	Eje Bronce Diámetro 225mm L=200mm	\$ 590,00	\$ 590,00
1	Eje AISI 1018 Diámetro 100mm L=900mm	\$ 114,00	\$ 114,00
1	Tubería 6" SCH40 L=125mm	\$ 32,45	\$ 32,45
Subtotal materia prima			\$ 23026,77

6.2. Costos Fabricación y Ensamble

Los costos obtenidos de la fabricación y ensamble fueron proporcionados por la empresa Grupo Simym, los costos correspondientes al templado de los rodillos fue proporcionado por la empresa Bohler.

Tabla 6-2.
Costos fabricación y ensamble

Costos Fabricación y Ensamble			
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.
3160 kg	Templado de los 3 rodillos	\$ 4,58	\$ 13.493,20
1	Fabricación y ensamble de la máquina	\$ 20.000,00	\$ 20.000,00
	Subtotal fabricación y ensamble		\$ 33.493,20

6.3. Costos Tornillería

Los costos obtenidos de lo correspondiente a la tornillería que se empleará para la sujeción de los diferentes componentes de la máquina fueron obtenidos de la empresa la Casa del perno.

Tabla 6-3.
Costos Tornillería

Costos Tornillería			
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.
55	Pernos M24x70mm grado 8.8 paso 3	\$ 1,82	\$ 100,10
16	Pernos M24x140mm grado 8.8 paso 3	\$ 3,17	\$ 50,72
72	Pernos M14x80mm grado 8.8 paso 2	\$ 0,54	\$ 38,88
48	Pernos M14x90mm grado 8.8 paso 2	\$ 1,23	\$ 59,04
6	Pernos M12x35mm grado 8.8 paso 1.75	\$ 0,21	\$ 1,26
44	Pernos M16x70mm grado 8.8 paso 2	\$ 0,68	\$ 29,92
12	Pernos M16x90mm grado 8.8 paso 2	\$ 1,10	\$ 13,20
24	Esparrago M16x100 grado 8.8 paso 2	\$ 1,00	\$ 24,00
71	Rodela de presión M24	\$ 0,24	\$ 17,04
16	Rodela plana M24	\$ 0,19	\$ 3,04
120	Rodela plano M14	\$ 0,05	\$ 6,00
120	Rodela de presión M14	\$ 0,07	\$ 8,40
68	Rodela de presión M16	\$ 0,06	\$ 4,08
6	Rodela de presión M12	\$ 0,04	\$ 0,24
66	Tuerca M24 paso 3	\$ 0,95	\$ 62,70
120	Tuerca M14 paso 2	\$ 0,19	\$ 22,80
6	Tuerca M12 paso 1.75	\$ 0,14	\$ 0,84
36	Tuerca M16 paso 2	\$ 0,23	\$ 8,28
	Subtotal tornillería		\$ 399,82

6.4. Costos Rodamientos

Los costos obtenidos de los rodamientos fueron obtenidos de la empresa la Casa del Rulimán.

Tabla 6-4.
Costos rodamientos

Costos Rodamientos			
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.
2	Rodamiento 23030B	\$ 488,91	\$ 977,82
2	Rodamiento 23026B	\$ 435,92	\$ 871,84
1	Rodamiento 24032C	\$ 641,90	\$ 641,90
1	Rodamiento 24030BK30	\$ 1.370,47	\$ 1.370,47
	Subtotal rodamientos		\$ 3862,03

6.5. Costos Sistema Hidráulico

Los costos obtenidos de los elementos que conforman el sistema hidráulico de la máquina fueron proporcionados por la empresa Hydrocontrol.

Tabla 6-5.
Costos sistema hidráulico

Costos sistema hidráulico			
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.
1	Bomba de pistones	\$ 2.795,00	\$ 2.795,00
1	Acople Elástico S-FLEX 10	\$ 536,36	\$ 536,36
1	Base motor bomba	\$ 150,00	\$ 150,00
4	Cilindro CDH1-MS2-125/90/200A3XB11CSDMW	\$ 8.495,35	\$ 33.981,40
1	Cilindro CDL2-MP5-50/35/500D1X/B11CKUMWW	\$ 1.621,62	\$ 1.621,62
2	Motor ME350BG+CPHFL-72D-5	\$ 3.550,17	\$ 7.100,34
2	Acople hembra Ø38.1mm rosca ISO 228-1 ponchado en manguera	\$ 61,50	\$ 123,00
8	Acople hembra Ø4.8mm rosca ISO 228-1 ponchado en manguera	\$ 3,48	\$ 27,84
4	Acople hembra Ø12.7mm rosca ISO 228-1 ponchado en manguera	\$ 6,80	\$ 27,20
12	Acople hembra Ø31.8mm rosca ISO 228-1 ponchado en manguera	\$ 9,30	\$ 155,52
2	Acople macho Ø38.1 rosca ISO 228-1	\$ 25,10	\$ 111,60
12	Acople macho Ø31.8 rosca ISO 228-1	\$ 12,96	\$ 155,52
2	Reducción de Ø38.1mm a Ø12.7mm macho rosca ISO 228-1	\$ 22,67	\$ 45,34
4	Reducción de Ø38.1mm a Ø4.8mm macho rosca ISO 228-1	\$ 39,10	\$ 156,40
2	Reducción de Ø31.8mm a Ø12.7mm macho rosca ISO 228-1	\$ 9,16	\$ 18,32
4	Reducción de Ø31.8 a Ø4.8mm macho rosca ISO 228-1	\$ 20,11	\$ 80,44
15 m	Manguera Parker Ø4.8 mm 250 bar	\$ 5,51	\$ 82,65
1.5 m	Manguera Parker Ø38.1 mm 250 bar	\$ 38,00	\$ 57,00
4 m	Manguera Parker Ø12.7 mm 250 bar	\$ 9,66	\$ 38,64
22 m	Manguera Parker Ø31.8 mm 250 bar	\$ 25,65	\$ 564,30

Tabla 6-5.
Costos sistema hidráulico (continuación)

Costos sistema hidráulico				
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.	
1	Bloque distribuidor 4HSR 10-30/01 C Válvula Direccional 4WE	\$ 1.003,69	\$	1.003,69
6	6J6X/EG24N9K4	\$ 272,25	\$	1633,50
6	Válvula check pilotada Z2S 6-A2-64	\$ 395,78	\$	2.374,68
6	Regulador de caudal Z2FSK6-2-10/2Q	\$ 289,59	\$	1737,54
1	Placa base G 342/01	\$ 94,38	\$	94,38
1	Filtro de retorno 10TEN0063-H10XLA00- V2,2-M-R4	\$ 465,71	\$	465,71
1	Filtro de aire FEF0 P10-F00	\$ 39,19	\$	39,19
1	Indicador de nivel FSA-127-1.X/12	\$ 30,65	\$	30,65
1	Manómetro AB31-11/063-200 3000 T INFERIOR	\$ 48,79	\$	48,79
1	Válvula de alivio de presión DBD.4K	\$ 241,00	\$	241,00
	Subtotal sistema hidráulico			\$ 55497,62

6.6. Costos Sistema Eléctrico

Los costos obtenidos de los componentes del sistema eléctrico fueron proporcionados por la empresa Siemens y Grupo Simym.

Tabla 6-6.
Costo sistema eléctrico

Costos sistema eléctrico				
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.	
1	Motor eléctrico SIEMENS 50HP 220/440	\$ 2.948,00	\$	2.948,00
1	PLC Siemens S7-1200	\$ 565,00	\$	565,00
1	Pantalla SIMATIC Basic Panel KTP400	\$ 475,00	\$	475,00
1	Fuente de alimentación Sitop 100017640 10 A	\$ 335,00	\$	335,00
1	Rollo de Cable AWG #18 (100mts)	\$ 13,75	\$	13,75
100	Ferrules tipo espadín	\$ 0,10	\$	10,00
4	Sistema de medición de recorrido MLO- POT-200-TLF	\$ 735,73	\$	2.942,92
15	SIRIUS Signaling 3SB3602 - 0AA41	\$ 9,75	\$	146,25
1	Botón de Emergencia SIRIUS 3SB6130- 1HB20-1CA0	\$ 15,10	\$	15,10
100	Borneras Siemens para cable AWG#18	\$ 1,22	\$	122,00
5	Fin de carrera SIRIUS 3SE 3SE5122 - OCC02	\$ 43,88	\$	219,40
1	Breaker fijo 3VT1706-2DA36-0AA0 marca SIEMENS	\$ 47,98	\$	47,98
6	Canaletas de 30 mm	\$ 18,00	\$	108,00
1	Luz piloto tipo led a 24 VDC	\$ 10,80	\$	10,80
10	Prensa Estopa pg21	\$ 0,35	\$	3,50

Tabla 6-6.
Costos sistema eléctrico (continuación)

Costos sistema eléctrico			
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.
1	Tablero metálico de 1,5 mm de espesor de 1000*600*300	\$ 160,00	\$ 160,00
	Subtotal sistema eléctrico		\$ 8122,70

6.7. Costo Servicios Profesionales

Los costos correspondientes a los servicios profesionales se tomaron en consideración un sueldo referencial por servicios profesionales de 2 ingenieros de diseño.

Tabla 6-7.
Costo servicios profesionales

Costo servicios profesionales			
Cantidad	Descripción	Precio U.	Precio T.
1920	Horas de ingeniería	\$ 8,00	\$ 15.360,00

6.8. Costo Total Máquina Baroladora

Tabla 6-8.
Costo total máquina baroladora

Costo Total de la máquina baroladora	
Subtotal	\$ 139.762,14
12% IVA	\$ 16.771,46
Total	\$ 156.533,60

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

- Se diseñó una máquina baroladora con capacidad de rolar planchas de acero con un límite de fluencia de 205 Mpa, de hasta 3000 mm de ancho y 13 mm de espesor. Mediante la simulación en un software de elementos finitos del cual se obtuvieron las deformaciones máximas y los esfuerzos críticos de la plancha de acero. La deformación obtenida mediante la simulación se comparó con la deformación que debe obtener la plancha mediante el proceso de rolado obteniendo de esta manera una desviación del 7.4%, mientras que los esfuerzos de flexión determinados en la simulación se compararon con los esfuerzos de flexión determinados mediante el modelo matemático obteniendo una desviación del 9.6%. Ambas desviaciones son aceptables tomando en consideración que ambos modelos, la simulación y la solución analítica presentan formas distintas de solucionar el mismo planteamiento del problema.
- Se investigó que las variables principales en el proceso de rolado son: el diámetro de los rodillos, la distancia entre centros de los rodillos inferiores, el espesor de la plancha, el diámetro a barolar y las propiedades mecánicas del material.
- Se determinó analíticamente la fuerza requerida para el proceso de rolado de plancha, mediante la idealización del modelo matemático en el cual se considera que para una máquina baroladora tipo piramidal los rodillos inferiores se los toma como apoyos de una viga simplemente apoyada, mientras que el rodillo superior se considera como una carga distribuida de un cuarto de elipse ubicada en el centro de los apoyos. A su vez para obtener el momento plástico se tomó en consideración el factor α y el coeficiente de endurecimiento por deformación del material.

- Se diseñó la máquina baroladora, tanto el diseño de elementos, como el diseño del bastidor de la máquina, en base a los datos obtenidos del modelo matemático y de la simulación realizada por el método de elementos finitos para el proceso de rolado.
- Se comprobó el diseño de los elementos de la máquina mediante la variación que existe entre los métodos tradicionales de diseño de elementos con el método de elementos finitos calculado mediante software, en ambos métodos se utilizó el criterio de falla de Von Misses para obtener el esfuerzo equivalente de cada elemento planteado. Obteniendo de esta manera unas desviación entre métodos mínima 0.24% y máxima de 18.4%,
- Se determinó los costos de la fabricación de la máquina barolado para planchas de acero de 3000 mm de ancho y 13 mm de espesor en el país en base al diseño obtenido y el costo total de una máquina con estas características es de \$ 156.533,60.

7.2. Recomendaciones

- Se debe incentivar el diseño de maquinaria en el país, manteniendo una relación universidad-empresa, con el fin aumentar los proyectos de investigación en base a las necesidades reales del país y de esta manera apoyando al cambio de la matriz productiva del país.
- Una de las variables que se recomienda cambiar en el diseño de una máquina baroladora es la distancia entre centros de los rodillos inferiores, ya que de esta forma se puede reducir la fuerza de rolado que se aplica a la plancha de acero, tomando en consideración que está se encuentra relacionada con el diámetro de los rodillos que se emplean en la máquina.
- El proceso de rolado es muy utilizado en las empresas de manufactura, por lo que se debe seguir realizando investigaciones del endurecimiento por deformación de la plancha de acero al momento de rolar, para mejorar

los modelos matemáticos obtenidos y de esta manera optimizar los procesos de rolado y las máquinas.

- La máquina baroladora está diseñada para los materiales con características descritas en el Capítulo III, y para espesores máximos de 13 mm, por lo que para barolar cualquier otro material diferente al especificado, se recomienda ver si las características del mismo cumple con el modelo matemático para el cual se diseñó la máquina, con el fin de evitar daños o riegos en la baroladora o al personal de trabajo.
- En el syllabus de la carrera de ingeniería mecánica se debe incluir la utilización de software libre dentro de las materias, ya que los mismos cumplen con la misma finalidad de un software con licencia, pero se pueden utilizar para realizar investigaciones sin necesidad de invertir en software costosos.
- Se recomienda que la empresa P MEC SA. realice la importación de los elementos de la máquina baroladora, ya que de este modo se reducen notablemente los costos de la máquina.
- Antes de utilizar la máquina roladora de planchas se debe capacitar al personal sobre la operación de la máquina y sobre los riegos que conlleva el trabajo con planchas de acero de gran tamaño.
- La utilización de software de elementos finitos, facilitan el proceso de diseño de máquinas, pero se deberá siempre validar los modelos utilizados mediante otros métodos, ya sean métodos gráficos, o métodos analíticos. Con el fin de verificar que el modelo ingresado el software sea el correcto para la aplicación requerida.

BIBLIOGRAFÍA

- ASM HANDBOOK, Volume 14, A. M. (1993). *Forming and Forging*.
- Ahmed Ktari, Z. A. (2012). Modeling and computation of the three-roller bending process of steel sheets. *Journal of Mechanical Science and Technology*.
- Askeland, D. R. (1998). *Ciencia e Ingenieria de los materiales* (3ra ed.). PWS Publishing Company.
- ASME. (2010). *Boiler and Preassure Vessel Code* (Vol. Sec 2 Part A).
- Bendability Analysis for Bending of C-Mn Steel plates on Heavy Duty-Roller Bending. (2007). *International Journal of Mechanical, Aerospace, Mechatronic anf Manufacturing Engineering*.
- Betancur, G. A. (2010). Roladoras de chapa en frio. *Metal Actual*.
- Callister, W. D. (2009). *Ciencia e Ingenieria de los materiales* (2da ed.). Editorial Reverte S.A.
- Carlborg, G. R. (2008). *Calculo plastico de estructuras de barras*.
- INTERNATIONAL, A. (2010). *Standart Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*.
- *Introduccion al CAM/CAE*. (2013). Retrieved from <http://www.lenguajedeingenieria.files.wordpress.com>
- Mangonon, P. L. (2001). *Ciencia de los Materiales Seleccion y Diseño*. Education, Pearson.
- Matematica, D. d. (2013). Charla sobre mecanica computacional. Argentina: Universidad Nacional San Luis.
- Nishet, R. G. (2008). *Diseño en ingenieria mecanica de Shigley* (9na ed.). Mc Graw Hill Education.

- Nitin P. Padghan, O. D. (2015). Force Analysis of Metal Sheet in Bending Operation on Sheet Bending Machine. *International Journal of Engineering Research and Technology*.
- Gangotena, R. (1986). *Análisis de doblado con rodillo*. *Escuela Politécnica Nacional*, 25-34.
- Gómez, E. V. (2013). Estudio de la recuperación elástica en el doblado de chapa asistido por pulsos de alta densidad de corriente. *Universidad Politécnica de Cataluña*, 14-26.