

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA PRODUCIR
DUCTERÍA CIRCULAR CON GRAFADO EN ESPIRAL (SPIRODUCTO)
PARA LA EMPRESA ACONAIRE S.A.S.

JUAN SEBASTIAN DELGADO CASTRO
ANDRES CAMILO MORALES ORDUÑA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2019

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA PRODUCIR
DUCTERÍA CIRCULAR CON GRAFADO EN ESPIRAL (SPIRODUCTO)
PARA LA EMPRESA ACONAIRE S.A.S.

JUAN SEBASTIAN DELGADO CASTRO
ANDRES CAMILO MORALES ORDUÑA

Proyecto integral de grado para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2019

NOTA DE ACEPTACIÓN

Jurado 1

Jurado 2

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. JAIME POSADA DÍAZ

Vicerrector de desarrollo y Recursos Humanos

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCIA PEÑA

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Ing. ANA JOSEFA HERRERA VARGAS

Decano General de Facultad de Ingenierías

Ing. JULIO CÉSAR FUENTES ARISMENDI

Director del Departamento de Ingeniería Mecánica

Ing. CARLOS MAURICIO VELOZA VILLAMIL

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente, no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores

CONTENIDO

	pág
RESUMEN	18
INTRODUCCIÓN	20
OBJETIVOS	21
1. RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN GENERAL	23
1.1 ANTECEDENTES DEL PROYECTO	23
1.2 CONFIGURACIÓN DUCTO CON GRAFADO EN ESPIRAL	25
1.3 DESARROLLO DE CONDUCTOS CON GRAFADO EN ESPIRAL EN COLOMBIA	27
1.4 DESARROLLO DE LA MÁQUINA PARA FABRICAR DUCTERÍA REDONDA CON GRAFADO EN ESPIRAL	28
2. DISEÑO CONCEPTUAL Y FUNCIONAL	30
2.1 DISEÑO CONCEPTUAL	30
2.2 DISEÑO FUNCIONAL	31
2.2.1 Parámetros de diseño	31
2.2.2 Estructura de diseño	33
3. PLANTEAMIENTO Y EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PARA CADA SUBSISTEMA	35
3.1 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS SISTEMA DE CORTE	35
3.1.1 Corte por Láser	35
3.1.2 Corte por plasma	37
3.1.3 Oxicorte	37
3.1.4 Sierra circular	39
3.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS TRANSMISIÓN SISTEMA DE PERFILADO	40
3.2.1 Transmisión por polea-correa	40
3.2.2 Transmisión Catarina-cadena	42
3.2.3 Transmisión por engranaje	43
3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS GUÍA SISTEMA DE GRAFADO	44
3.3.1 Guía circular	44
3.3.2 Guía por riel-dado	45
3.4 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DESBOBINADOR	46

3.4.1	Desbobinador vertical	46
3.4.2	Desbobinador horizontal	47
4.	CONCEPTUALIZACIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA	49
4.1	MATRIZ CUALITATIVA	49
4.2	MATRIZ CUANTITATIVA	50
5.	DISEÑO DETALLADO	52
5.1	DESBOBINADOR E INGRESO DE FLEJE EN RODILLOS	52
5.1.1	Devanador	52
5.1.2	Cálculo motor devanadora	53
5.1.3	Cálculo de ángulo de entrada de fleje	55
5.2	SISTEMA DE PERFILADO	57
5.2.1	Número de pasos	57
5.2.2	Fibra Neutra	61
5.2.3	Cálculo de ejes	65
5.2.4	Diámetros del rodillo	67
5.2.5	Fuerza de doblado	69
5.2.6	Toque y fuerzas requeridas por los ejes	70
5.2.7	Mecanismo de transmisión de potencia	71
5.2.8	Selección de motor reductor	74
5.2.9	Determinación de cargas	77
5.2.9.1	Análisis de cargas en la lámina	77
5.2.9.2	Análisis de cargas en los rodillos	80
5.2.9.3	Análisis de cargas en eje	89
5.2.9.4	Resistencia a la fatiga (Sín)	89
5.2.9.5	Torque y fuerza torsional	92
5.2.9.6	Determinación factor de seguridad	..98
5.2.9.7	Teoría de falla	..99
5.2.9.8	Análisis de cargas sobre la cuña	107
5.3	SISTEMA DE GRAFADO	110
5.3.1	Especificaciones grafado	110
5.3.2	Cálculo de ejes	112

5.3.3	Diametro de rodillos	113
5.3.4	Fuerza de doblado	115
5.3.5	Cálculo de torque	115
5.3.6	Análisis de cargas para el sistema de grafado	116
5.3.6.1	Análisis de cargas en chapa	116
5.3.6.2	Análisis de cargas rodillo fijo	118
5.3.6.3	Análisis de cargas rodillo móvil	120
5.3.6.4	Análisis de cargas eje del rodillo fijo	123
5.3.6.5	Análisis de cargas eje rodillo móvil	125
5.3.6.6	Esfuerzo de contacto en los dados	127
5.4	CÁLCULO DE ESTRUCTURA	130
5.4.1	Estructuras máquina	130
5.4.2	Determinación de la soldadura	143
5.5	SISTEMA DE CORTE	146
6.	SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	153
6.1	MODELADO DE PIEZA Y DEFINICIÓN DE MATERIAL	153
6.2	CREACIÓN DE MALLA	154
6.3	REFINAMIENTO DE MALLA	155
6.4	ANÁLISIS DE RESULTADOS	156
7.	MANUALES DE OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y MONTAJE DE LA MÁQUINA	159
7.1	MANUAL DE INSTALACIÓN	159
7.1.1	Delimitación y señalización de instalación	159
7.1.2	Transporte en sitio	160
7.1.3	Accesorios de instalación	160
7.2	MANUAL DE OPERACIÓN	163
7.2.1	Identificar los botones de mando	163
7.2.2	Encendido de la máquina	163
7.2.3	Inicio de operación	163
7.2.4	Finalizar operación	164
7.2.5	Paro de emergencia	164

7.2.6	Identificadores led	165
7.3	MANUAL DE MANTENIMIENTO	165
8.	EVALUACIÓN DE VIABILIDAD FINANCIERA DEL PROYECTO	168
8.1	EGRESOS DEL DISEÑO	168
8.1.1	Egresos por talento humano	168
8.1.2	Egresos por fuentes tecnológicas	168
8.1.3	Egresos fungibles	169
8.1.4	Otros egresos	170
8.1.5	Total de egresos del diseño	170
8.2	EGRESOS POR FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DEL EQUIPO	170
8.2.1	Costo total de la máquina	170
8.3	EVALUACIÓN FINANCIERA	171
8.3.1	Ingresos operacionales	172
8.3.2	Costos de producción	172
8.3.3	Gastos administrativos	174
8.3.4	Costos de comercialización	174
8.3.5	Amortización de activos diferidos y depreciación de activos	175
8.3.6	Inversión en capital de trabajo	176
8.4	FLUJO DE CAJA	176
9.	ANÁLISIS AMBIENTAL	179
9.1	SEVERIDAD	179
9.2	COBERTURA	179
9.3	DURACIÓN	180
9.4	CONTROLES EXISTENTES	180
10.	CONCLUSIONES	183
11.	RECOMENDACIONES	185
	BIBLIOGRAFÍA	186
	ANEXOS	188

LISTA DE TABLAS

	pág
Tabla 1. Parámetros de diseño.	31
Tabla 2. Matriz cualitativa para selección de alternativas de diseño.	50
Tabla 3. Ponderación cuantitativa de alternativas.	51
Tabla 4. Datos de ángulo de entrada del fleje.	56
Tabla 5. Valores de factores para el cálculo de número de pasos.	58
Tabla 6. Datos de número de pasos respecto del calibre	60
Tabla 7. Radio de curvatura según calibre	61
Tabla 8. Especificaciones de la fibra neutral perfil en L	64
Tabla 9. Especificaciones de la fibra neutral perfil en V	65
Tabla 10. Descripción de constantes calculo diámetro de eje.	65
Tabla 11. Datos del diámetro del eje para los calibres y aceros respectivos	67
Tabla 12. Descripción de parámetros de cálculo.	67
Tabla 13. Valores de diámetro mínimo del rodillo	68
Tabla 14. Descripción y datos de cálculo diámetro máximo	68
Tabla 15. Datos de cálculo diámetro máximo del rodillo	68
Tabla 16. Descripción datos para el cálculo de fuerza de doblado	69
Tabla 17. Datos de torque y fuerza sobre los ejes	71
Tabla 18. Datos de la fuerza de tracción	73
Tabla 19. Datos para velocidad angular.	76
Tabla 20. Datos para potencia motor.	76
Tabla 21. Listado de factor de material.	90
Tabla 22. Factor de confiabilidad.	91
Tabla 23. Factor de tamaño.	91
Tabla 24. Potencia sistema de perfilado.	92
Tabla 25. Clasificación de conductos dependientes de la presión.	110
Tabla 26. Clasificación de conductos dependientes de la presión.	113
Tabla 27. Datos obtenidos para determinación de diámetro.	113
Tabla 28. Diámetro mínimo de rodillo.	114
Tabla 29. Diámetro máximo de rodillo.	114
Tabla 30. Diámetro máximo de rodillo.	115
Tabla 31. Diámetro máximo de rodillo.	116
Tabla 32. Datos parámetros de diseño radio mínimo de giro.	133
Tabla 33. Esfuerzos cortantes y esfuerzos sobre soldadura.	145
Tabla 34. Especificaciones piñón sistema de transmisión.	148
Tabla 35. Especificaciones cremallera para transmisión.	149
Tabla 36. Relaciones de velocidad respecto del diámetro.	150
Tabla 37. Análisis de elementos finitos en el eje.	155
Tabla 38. Clasificación de conductos dependientes de la presión.	166
Tabla 39. Egresos por talento humano	168
Tabla 40. Egresos por fuentes tecnológicas.	169

Tabla 41. Egresos fungibles	169
Tabla 42. Otros egresos.	170
Tabla 43. Total de egresos del diseño.	170
Tabla 44. Costo total de la máquina.	171
Tabla 45. Costo total para producir el equipo.	171
Tabla 46. Balance de costos, ventas e ingresos.	172
Tabla 47. Costo mensual real por operario	173
Tabla 48. Costos de producción.	173
Tabla 49. Gastos administrativos.	174
Tabla 50. Costos de comercialización	175
Tabla 51. Vida útil de los activos fijos depreciables adquiridos a partir de 1989.	175
Tabla 52. Depreciación de activos fijos.	175
Tabla 53. Amortización de activos diferidos	176
Tabla 54. Inversión en capital de trabajo	176
Tabla 55. Flujo de efectivo.	177
Tabla 56. Resultados de la viabilidad de proyecto	178
Tabla 57. Matriz ambiental de la máquina.	181

LISTA DE CUADROS

	pág
Cuadro 1. Especificaciones de diseño de la máquina	30
Cuadro 2. Relación de ventajas y desventajas corte por láser	36
Cuadro 3. Relación de ventajas y desventajas corte por plasma.	37
Cuadro 4. Relación de ventajas y desventajas oxicorte.	38
Cuadro 5. Relación de ventajas y desventajas sierra circular.	39
Cuadro 6. Relación de ventajas y desventajas transmisión polea-correa.	41
Cuadro 7. Relación de ventajas y desventajas transmisión catarina-cadena.	42
Cuadro 8. Relación de ventajas y desventajas transmisión en engranajes.	44
Cuadro 9. Relación de ventajas y desventajas guía circular.	45
Cuadro 10. Relación de ventajas y desventajas guía riel-dado.	46
Cuadro 11. Relación de ventajas y desventajas desbobinador vertical.	47
Cuadro 12. Relación de ventajas y desventajas desbobinador horizontal.	48

LISTA DE IMÁGENES

	pág
Imagen 1. Tijeras para corte de lámina.	23
Imagen 2. Dobladora manual de lámina.	24
Imagen 3. Roladora manual para lamina.	24
Imagen 4. Fleje metálico.	25
Imagen 5. Dados de unión del conducto.	26
Imagen 6. Configuración ducto con grafado en espiral.	26
Imagen 7. Volumen de producción.	27
Imagen 8. Tubeformer 1602/3600	28
Imagen 9. Tubeformer 2020	29
Imagen 10. Propiedades mecánicas acero galvanizado.	32
Imagen 11. Propiedades mecánicas y químicas acero inoxidable 304.	32
Imagen 12. Método de caja negra para estructura de diseño	33
Imagen 13. Estructura funcional de la fabricación de conductos	34
Imagen 14. Componentes máquina para fabricar ductería con grafado en espiral.	34
Imagen 15. Generación haz de luz para corte por láser.	36
Imagen 16. Corte por plasma.	37
Imagen 17. Equipo de oxicorte.	38
Imagen 18. Sierra circular.	39
Imagen 19. Detalle sierra circular.	40
Imagen 20. Sistema de transmisión polea-correa.	41
Imagen 21. Transmisión piñón-cadena.	42
Imagen 22. Transmisión por engranaje.	43
Imagen 23. Guía circular.	44
Imagen 24. Guía riel-dado.	45
Imagen 25. Desbobinador vertical.	46
Imagen 26. Desbobinador horizontal.	47
Imagen 27. Partes del desbobinador.	52
Imagen 28. Componente mecánico del desbobinador.	53
Imagen 29. Geometría de la espiral.	55
Imagen 30. Detalle final de los pliegues.	57
Imagen 31. Cuadro para determinación del factor z.	58
Imagen 32. Factor de construcción del perfil	59
Imagen 33. Criterios para determinación factor de tolerancia	59
Imagen 34. Detalle de los pasos para el fleje.	60
Imagen 35. Relación para determinar el valor de k.	62
Imagen 36. Descripción del factor f	64
Imagen 37. Factores para selección del eje	66
Imagen 38. Tabla de selección de piñones	71
Imagen 39. Datos de la fuerza de tracción	73

Imagen 40. Detalle relación de cargas sobre la lámina.	77
Imagen 41. Detalle del rodillo superior con sus cargas.	81
Imagen 42. Detalle del rodillo inferior con sus cargas.	84
Imagen 43. Relación resistencia a la tensión Su con acabado del material.	90
Imagen 44. Esquema eje.	93
Imagen 45. Tamaño de la cuña.	108
Imagen 46. Tipo de unión para grafado.	110
Imagen 47. Parámetros para la longitud de la chapa de acuerdo a presión.	111
Imagen 48. Detalle de la unión del grafado.	112
Imagen 49. Detalle del rodillo fijo.	118
Imagen 50. Detalle del rodillo móvil.	121
Imagen 51. Detalle eje del rodillo fijo.	123
Imagen 52. Detalle eje del rodillo móvil.	125
Imagen 53. Descripción punto de contacto.	127
Imagen 54. Descripción punto de contacto.	129
Imagen 55. Especificación perfil cuadrado.	132
Imagen 56. Detalle perfil.	133
Imagen 57. Datos parámetros de diseño radio mínimo de giro.	144
Imagen 58. Especificaciones sierra circular.	146
Imagen 59. Sierra circular.	146
Imagen 60. Esquema en 3D del dado.	153
Imagen 61. Cargas y restricciones aplicadas en el dado.	154
Imagen 62. Detalle de creación de la malla.	155
Imagen 63. Detalle refinamiento de malla zona crítica del dado.	157
Imagen 64. Resultados de esfuerzos en el eje.	158
Imagen 65. Resultados de desplazamiento en el eje.	158
Imagen 66. Resultados de esfuerzos luego del refinamiento de malla.	158
Imagen 67. Elementos para señalar áreas industriales.	159
Imagen 68. Accesorios de señalización vial.	160
Imagen 69. Bases máquina de Spiroducto.	160
Imagen 70. Sistema del desbobinador.	161
Imagen 71. Línea de rodillos del sistema.	161
Imagen 72. Mesa de almacenamiento ductos.	162
Imagen 73. Tablero de control.	162
Imagen 74. Botón para encendido.	163
Imagen 75. Botón de apagado.	164
Imagen 76. Botón de parada de emergencia.	164
Imagen 77. Luz indicador de emergencia.	165

LISTA DE GRÁFICOS

	pág
Gráfico 1. Diagrama de cuerpo libre lámina.	77
Gráfico 2. Diagrama de fuerza cortante en la lámina.	78
Gráfico 3. Diagrama de momento flector en lámina.	79
Gráfico 4. Diagrama de cuerpo libre del rodillo superior.	81
Gráfico 5. Diagrama de fuerza cortante en rodillo superior.	82
Gráfico 6. Diagrama de momento flector en rodillo superior.	82
Gráfico 7. Diagrama de cuerpo libre del rodillo inferior.	84
Gráfico 8. Diagrama de fuerza cortante en rodillo inferior.	84
Gráfico 9. Diagrama de momento flector en rodillo superior.	85
Gráfico 10. Diagrama de fuerza cortante en rodillo superior paso 2.	85
Gráfico 11. Diagrama de momento flector en rodillo superior paso 2.	86
Gráfico 12. Diagrama de fuerza cortante en rodillo inferior paso 2.	86
Gráfico 13. Diagrama de momento flector en rodillo inferior paso 2.	87
Gráfico 14. Diagrama de fuerza cortante en rodillo superior paso 3.	87
Gráfico 15. Diagrama de momento flector en rodillo superior paso 3.	88
Gráfico 16. Diagrama de fuerza cortante en rodillo inferior paso 3.	88
Gráfico 17. Diagrama de momento flector en rodillo inferior paso 3.	89
Gráfico 18. Diagrama de cuerpo libre eje X-Z.	94
Gráfico 19. Diagrama de fuerza cortante eje X-Z.	95
Gráfico 20. Diagrama de momento flector eje X-Z.	96
Gráfico 21. Diagrama de cuerpo libre eje X-Y.	96
Gráfico 22. Diagrama de fuerza cortante de eje X-Y.	97
Gráfico 23. Diagrama de momento flector de eje X-Y.	98
Gráfico 24. Estado de cargas en el eje.	99
Gráfico 25. Reacciones sobre el corte.	100
Gráfico 26. Esfuerzos normales y cortantes en la sección cortada.	100
Gráfico 27. Esfuerzos normales y cortantes en una sección del corte.	101
Gráfico 28. Circulo de Morh para los esfuerzos.	103
Gráfico 29. Diagrama sensibilidad a la muesca.	105
Gráfico 30. Diagrama sensibilidad a la muesca.	105
Gráfico 31. Diagrama de cuerpo libre chapa.	116
Gráfico 32. Diagrama de fuerza cortante chapa.	117
Gráfico 33. Diagrama de momento flector chapa.	118
Gráfico 34. Diagrama de cuerpo libre del rodillo fijo.	119
Gráfico 35. Diagrama de fuerza cortante en rodillo superior.	120
Gráfico 36. Diagrama de momento flector en rodillo fijo.	120
Gráfico 37. Diagrama de cuerpo libre del rodillo móvil.	121
Gráfico 38. Diagrama de fuerza cortante en rodillo móvil.	122
Gráfico 39. Diagrama de momento flector en rodillo móvil.	123
Gráfico 40. Diagrama de cuerpo libre eje del rodillo fijo.	124
Gráfico 41. Diagrama de fuerza cortante eje del rodillo fijo.	124

Gráfico 42. Diagrama de cuerpo libre eje del rodillo móvil.	125
Gráfico 43. Diagrama de fuerza cortante eje del rodillo móvil.	126
Gráfico 44. Diagrama de momento flector eje del rodillo móvil.	127
Gráfico 45. Comportamiento costo computacional vs número de elementos.	156
Gráfico 46. Convergencia de malla dada por la simulación.	156

LISTA DE ECUACIONES

	pág
Ecuación 1. Radio exterior fleje.	53
Ecuación 2. Angulo de unión grafada.	55
Ecuación 3. Calculo número de pasos.	57
Ecuación 4. Calculo fibra neutra.	61
Ecuación 5. Calculo factor de retorno.	61
Ecuación 6. Radio real de la fibra.	63
Ecuación 7. Radio de doblez.	63
Ecuación 8. Determinación diámetro del eje.	65
Ecuación 9. Diámetro mínimo del rodillo del perfilado.	67
Ecuación 10. Diámetro máximo del rodillo del perfilado.	68
Ecuación 11. Fuerza de doblado en el perfilado.	69
Ecuación 12. Fuerza de total de los rodillos.	70
Ecuación 13. Determinación diámetro primitivo del piñón.	72
Ecuación 14. Determinación fuerza de tracción en la cadena.	72
Ecuación 15. Factor de seguridad cadena	74
Ecuación 16. Cálculo de velocidad angular.	75
Ecuación 17. Cálculo de radio promedio.	75
Ecuación 18. Calculo momento cortante.	79
Ecuación 19. Cálculo de momento flector.	80
Ecuación 20. Determinación resistencia a la fatiga.	89
Ecuación 21. Determinación factor de seguridad en el eje.	98
Ecuación 22. Determinación esfuerzo normal a flexión.	102
Ecuación 23. Determinación esfuerzo de Von Mises	103
Ecuación 24. Determinación esfuerzo alternante.	106
Ecuación 25. Determinación esfuerzo de Von Mises	106
Ecuación 26. Determinación fuerza en la cuña.	108
Ecuación 27. Determinación factor de seguridad.	109
Ecuación 28. Semiancho de la sección de contacto.	128
Ecuación 29. Presión máxima en el punto de contacto.	128
Ecuación 30. Esfuerzo cortante máximo en los dados.	130
Ecuación 31. Factor del perfil de la estructura.	137

LISTA DE ANEXOS

	pág
ANEXO A. Plano taller de producción Aconaire S.A.S.	189
ANEXO B Especificaciones rodamiento	190
ANEXO C Planos	191

RESUMEN

El presente proyecto se desarrolló con el fin de ofrecer una alternativa de diseño de una máquina para fabricar ductería con grafado en espiral, teniendo en cuenta todos los parámetros que se requieren para el desarrollo más adecuado en cuanto a cálculos y dimensionamiento de la máquina, también contando con el apoyo de las distintas normas como son la ASHRAE Y SMACNA, siendo las más influyentes dentro del desarrollo del proyecto y también a los requerimientos ofrecidos por parte de la empresa Aconaire S.A.S; lo cual tiene como fin mejorar el proceso de fabricación de la ductería circular.

Con base en lo anterior, este proyecto se desarrolla a lo largo de diez capítulos, donde uno será guía para el inicio del otro. Dado lo anterior, el primer capítulo está compuesto de la información del proceso actual de fabricación de ductería que se realiza en la empresa Aconaire S.A.S, donde se describe de manera general el paso a paso de la conformación de dicho proceso y las máquinas que se utilizan allí; adicionalmente, se mencionan las nuevas máquinas que han logrado facilitar la construcción de conductos circular, y en espiral. El capítulo dos se centra en las partes involucradas para la empresa y las expectativas que se tienen tanto para los diseñadores como para los gerentes de la empresa, definiendo todas las condiciones funcionales que se deberán tener en cuenta, basadas en la construcción y operación de la máquina. El tercer capítulo describe cada una de las alternativas para el sistema de corte, transmisión del sistema de perfilado, guías de dimensionamiento del conducto y desbobinador del fleje metálico para la obtención deseada de los conductos circulares. El cuarto capítulo se centra en la elección de la mejor alternativa en cuanto al sistema de corte, desarrollando una matriz cualitativa y una cuantitativa basada en una serie de criterios que ayudarán a hacer la debida ponderación de las alternativas y así elegir la que sea más funcional para el desarrollo del proyecto. El quinto capítulo es el de más importancia para el desarrollo del proyecto, debido a que aquí se realizará el diseño en detalle de cada uno de los subsistemas que componen la máquina y también comprobando que todo lo que se está diseñando ha quedado de manera correcta. El sexto capítulo se enfoca a la simulación del elemento más crítico que compone la máquina, llegando a la obtención de los esfuerzos máximos y mínimos a los que va a estar sometido en condiciones de operación. El séptimo capítulo relaciona los manuales de instalación, operación y mantenimiento de la máquina, allí se describen cada una de las recomendaciones que se deben tener presentes desde el montaje hasta la operación de la máquina, también teniendo como fin alargar la vida útil de los elementos que componen el proceso de fabricación de los conductos. El octavo capítulo se basa en la evaluación financiera del proyecto teniendo en cuenta toda la parte de la inversión que deberá hacer la empresa y la proyección a futuro de la implementación del proyecto, logrando así poder determinar la viabilidad de implementar la máquina en la empresa. El noveno capítulo hace referencia al análisis ambiental enfocado en los posibles impactos

que generaría la máquina al momento de ponerla en operación. Luego de esto se plantean las conclusiones, las recomendaciones del proyecto y, por último, irán los anexos donde se adjuntan los planos de los elementos diseñados durante el desarrollo del proyecto.

PALABRAS CLAVE: Conductos, ventilación, grafado, corte por láser, corte por plasma, oxicorte, disco de sierra, aire acondicionado, lámina galvanizada, acero inoxidable

INTRODUCCIÓN

El continuo crecimiento de la industria del aire acondicionado y ventilación mecánica para el transporte de un fluido como lo es el aire ha llevado a la fabricación máquinas para la producción de conductos y poder direccionarlo mediante estas para así generar una circulación en el flujo que se suministra y llevarlo así a los diferentes recintos según su requerimiento.

Con la aparición de nuevas máquinas, se logra encontrar gran variedad de estas basadas en la configuración de los conductos que puede formar geometrías diferentes, ya dependiendo de la necesidad dimensional o estética se desee suplir y también según de la aplicación ya sea aire acondicionado o ventilación mecánica.

Por su parte, para la selección del material más indicado para las aplicaciones anteriormente mencionadas se hace referencia de la lámina galvanizada que cuenta con condiciones acordes a la funcionalidad estando dentro de la norma ASTM (American Society of Testing Materials) A653 y NTC (Norma Técnica Colombiana) 4011 y la lámina de acero inoxidable que cuenta con grandes propiedades donde se presenten condiciones complejas debido a la exposición ambiental o las condiciones a las que se encuentre sometido un recinto destinado. Se referencian estos tipos de láminas gracias a que cumplen con las exigencias se presentan en las normas ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineers) y SMACNA (Sheet Metal And Air Conditioning National Association) con respecto a la aplicación en sistemas de distribución de aire y construcción de los conductos.

Para dar cumplimiento a las normas anteriormente mencionadas, la industria de la ventilación y aire acondicionado se ha visto en la labor de tecnificar los procesos de producción de conductos basados en cada una de las características para la que se desea fabricar y al alto volumen de producción que se presenta en la actualidad ocasionado por el impacto que ha generado en cada industria y a la necesidad que han podido presentar. Pero para llevarse a cabo la implementación de estas máquinas se debe cumplir con algunos parámetros relevantes que deben formar parte dentro de las expectativas de la empresa como del transporte del aire y estas son la configuración simétrica del conducto para temas de pérdidas por caída de presión acorde a la geometría establecida por el diseñador obtenido de un cálculo previo y las uniones del conducto para que no presenten ningún tipo de fuga y cumpla con la circulación de aire requerido teniendo también en cuenta la generación de ruido dentro del conducto debido a la presencia de estas.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina para producir ducteria circular con grafado en espiral (Spiroducto) para la empresa Aconaire S.A.S.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Recolectar información actual del proceso de fabricación de ducteria con grafado en espiral.
- Definir alternativas y parámetros de diseño.
- Establecer alternativas del sistema de corte de la ducteria.
- Seleccionar la alternativa de diseño más adecuada.
- Elaborar el diseño detallado de la máquina.
- Simular por el método de elementos finitos uno de los elementos críticos de la máquina.
- Elaborar los planos de fabricación.
- Elaborar los manuales de operación, mantenimiento y montaje de la máquina.
- Hacer la evaluación financiera del proyecto.
- Realizar análisis ambiental.

1. RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN GENERAL

1.1 ANTECEDENTES DEL PROYECTO

Para el transporte de aire hacia los diferentes recintos y aplicaciones que se requiere de la fabricación de ductería, se tiene en cuenta que esta puede obtenerse en varias geometrías dependiendo de la necesidad establecida, tales son: cuadradas, rectangulares y circulares. Dicho esto, en la empresa Aconaire S.A.S. se tiene el proceso de fabricación de estos conductos por medio de una serie de máquinas que dependiendo de la geometría deseada se hará uso de estas. Dentro de la fabricación de los conductos se deben tener destinadas una serie de actividades previas con las que cuenta este proceso, para así llegar a la obtención del producto final¹. A continuación, se describirán de manera breve estas actividades:

Se dispone de una lámina de acero galvanizado donde se realiza la demarcación del conducto, según la dimensión que se requiera. Una vez se marca el conducto se procede con el corte de la lámina mediante tijeras de lámina (ver imagen 1). Para realizar esta actividad y con el conducto ya cortado se dispone de esta para llevarla a una dobladora (ver Imagen 2) en la que se da forma a la geometría, sea cuadrada o rectangular, dependiendo de las dimensiones, y seguido a esto, se generan los dobleces para hacer el grafado, y así lograr armar el conducto en su totalidad. Por otra parte, también se puede disponer la lámina cortada en una roladora (ver imagen 3) para conductos redondos, donde en esta solo se le va dando la forma dependiendo de la dimensión. Luego de la actividad anteriormente mencionada se retira el conducto y se acopia en una mesa en la que se realizan todos los dobleces, para darle el acabado final al ducto. Vale hacer referencia que todas estas actividades que se realizan en la empresa Aconaire S.A.S. son de desarrollo manual en su totalidad.

Imagen 1. Tijeras para corte de lámina.



Fuente: ACONAIRE S.A.S. Soluciones integrales en aire acondicionado [en línea], Disponible en: https://www.instagram.com/p/Be8_b29gW5P/?utm_source=ig_share_sheet&igshid=1mo0bq5corwss. Consultado (20/07/2018).

¹ <https://www.aconaire.com.co/fabricacion-de-ductos-de-aire-acondicionado/>

Imagen 2. Dobladora manual de lámina.



Fuente: elaboración propia

Imagen 3. Roladora manual para lamina.



Fuente: DIRECT INDUSTRY, el salón online de la industria [en línea], Disponible en: <http://www.directindustry.es/prod/tensmith/product-112233-1164169.html>. Consultado (20/07/2018).

Teniendo en cuenta el proceso de fabricación de ductería que se ejecuta dentro de la empresa, es posible detallar algunos factores que son de gran relevancia en el ejercicio de esta labor. Al tratarse de un proceso netamente manual, este influye en el ámbito ergonómico, teniendo en cuenta que se incrementa el riesgo de accidentes y/o enfermedades laborales para los operarios de la empresa, lo que implica una serie de incapacidades por parte del personal operativo y también esto se traduce en aumento del tiempo de producción, debido a la cantidad de actividades previas que deben ejecutarse para dar por terminada la fabricación de los conductos; esto sin contar posibles fallas en el acabado final del conducto, al no tener certeza sobre la exactitud de cada una de las actividades ejecutables en este proceso, por falta de tecnificación de las máquinas con las que cuenta la empresa.

1.2 CONFIGURACIÓN DUCTO CON GRAFADO EN ESPIRAL

Para empezar, se debe hacer referencia de la estructura y configuración de un conducto con grafado en espiral determinando que viene de un fleje de acero galvanizado (ver imagen 4) dispuesto en rollo, normalmente con un ancho mínimo de 13,7 centímetros. Una vez se tiene el fleje, el procedimiento que se hace para obtener la geometría más adecuada inicia con la disposición del rollo dentro de una serie de rodillos en donde se les irá dando los dobleces para los cuales se hará la unión del conducto esperado; luego de pasar por la serie de rodillos, el fleje ingresa en un mecanismo de dados o guías que harán la deformación del ducto para empezar a dar la configuración en espiral.

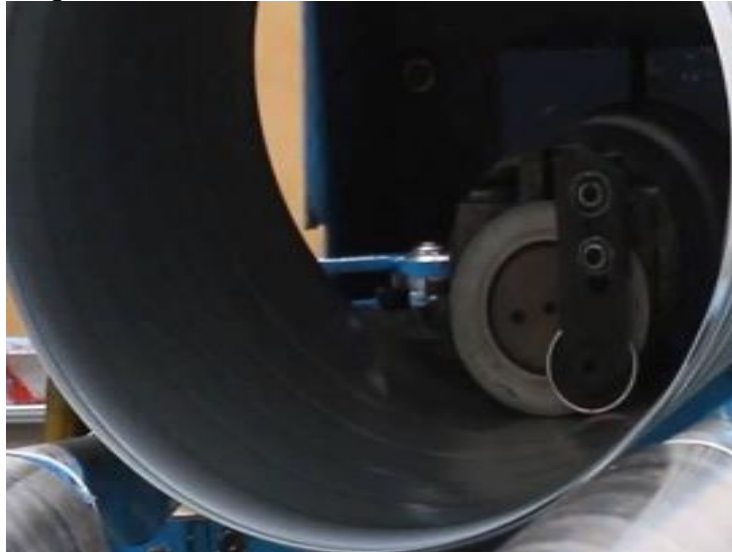
Imagen 4. Fleje metálico.



Fuente: FLEJIPLAS ,Fleje metálico [en línea], Disponible en: <http://flejiplas.com/categoria-producto/fleje-metalico/flejadoras/>. Consultado (20/07/2018).

Al momento de dar la primera vuelta dentro de la serie de dados o guías de la máquina se da la unión de los extremos de las caras de la lámina y con una pareja de dados (ver imagen 5) se hace la unión por presión y al quedar la junta sin ninguna imperfección ya se va generando el conducto deseado, obteniendo una configuración en espiral (ver imagen 6).

Imagen 5. Dados de unión del conducto.



Fuente: AIR TUB S.L. Conducto de acero galvanizado para ventilación y climatización [en línea], Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=Z3fDoA4c0M>. Consultado (03/08/2018).

Imagen 6. Configuración ducto con grafado en espiral.



Fuente: SPIRODUCTOS S.A.S, corte spiroductos [en línea], Disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=_6m9G0Cqtzl. Consultado (20/07/2018).

Por otra parte, la geometría de la espira solo se puede dar mediante un ángulo al cual deberá ingresar el fleje por medio de los rodillos hasta conectar con las guías, que serán las que dan la forma de la espiral. Es preciso tener en cuenta que este ángulo tendrá variaciones debido a que la máquina manejará una variedad de diámetros según lo indicado por el operario.

Una vez se va alimentando la máquina hasta obtener el ducto a la longitud definida, se encuentra un proceso de corte del conducto que dentro la composición de la máquina es el subsistema más complejo, basado en que, a medida que avanza el conducto también deberá avanzar el mecanismo de corte. En el proceso de corte se manejan diversos mecanismos para ejecutar esta actividad de manera eficiente, estos son: por cizalla, láser, plasma y oxicorte, que serán alternativas de estudio para lograr cumplir con los objetivos planteados para la puesta en marcha de la máquina.

1.3 DESARROLLO DE CONDUCTOS CON GRAFADO EN ESPIRAL EN COLOMBIA

Con el avance de las tecnologías que hacen parte en la industria de la ventilación se ha logrado obtener procesos que generan mayor eficiencia en las compañías y que han contribuido con el mejoramiento de la gestión de producción más enfocada en conductos redondos, gracias al poco desperdicio de lámina, y más específico, para la fabricación de ductería con grafado en espiral.

Actualmente en Colombia se encuentra la empresa Spiroducto S.A.S. ubicada en la ciudad de Cali, empresa que ha logrado uno de sus mayores avances gracias a la fabricación de ductos con grafado en espiral, permitiendo un gran desarrollo y versatilidad en procesos de fabricación de conductos redondos, con unos tiempos de producción bastante cortos.

Mediante el sistema que se maneja en esta empresa se ha podido cubrir con gran parte de la demanda presentada a nivel Nacional (ver imagen 7) debido a que la presentación y facilidades de instalación han contribuido en el desarrollo del aire acondicionado y ventilación mecánica.

Imagen 7. Volumen de producción.



Fuente: SPIRODUCTOS S.A.S. [en línea], Disponible en: <http://spiroductos.com/quienes-somos/>. Consultado (03/08/2018).

1.4 DESARROLLO DE LA MÁQUINA PARA FABRICAR DUCTERÍA REDONDA CON GRAFADO EN ESPIRAL

Dentro de las empresas que diseñan máquinas que fabrican ductería redonda con grafado en espiral, la empresa líder en el mercado SPIRO INTERNACIONAL ubicada en Suiza, la cual desde el año 1956 ha sido precursora de la implementación de estas máquinas, presenta bastantes diseños mediante los cuales ha brindado alternativas para la implementación de estos sistemas con bastantes parámetros respecto a la configuración de la máquina, en cuanto a dimensiones y sistemas de operación.

Entre las máquinas con las que cuenta esta empresa, las cuales se pueden apreciar en el portafolio de productos, están la Tubeformer 1602/3600 (ver imagen 8) que ha adquirido gran reconocimiento en el mercado del aire acondicionado y la ventilación, gracias a la excelente calidad y rendimiento en los procesos de producción. Además, esta máquina cumple con las expectativas que exigen las industrias en relación a tiempos de fabricación, funcionamiento de la máquina, tipo de lámina según su calibre y línea automatizada.

Imagen 8. Tubeformer 1602/3600



Fuente: SPIRO, Tubeformer 1602/3600- Edición modular [en línea], Disponible en: <http://www.spiro.ch/upload/machine/tubeformer-1602-es.pdf>. Consultado (03/08/2018)

Otra de las máquinas con las que cuenta esta empresa es la TUBEFORMER 2020 (ver imagen 9) que corresponde al modelo más reciente. Dentro de su diseño se logra cubrir gran parte de las exigencias y requerimientos que, con el crecimiento de las industrias que requieren de la implementación de sistemas de aire acondicionado y ventilación, ha creado gran demanda debido a la creación de la nueva normativa en aplicaciones, en la que se ve la necesidad de fabricar e instalar ductería, teniendo presente cada una de las necesidades presentadas dentro de la industria, tanto por parte de la persona que desee obtener el conducto, como para la empresa productora de estos.

Imagen 9. Tubeformer 2020



Fuente: SPIRO, Tubeformer 2020 [en línea], Disponible en: <http://www.spiro.ch/es/machines/tubeformer-2020>. Consultado (03/08/2018).

2. DISEÑO CONCEPTUAL Y FUNCIONAL

2.1 DISEÑO CONCEPTUAL

En el cuadro 1 se muestran las especificaciones de diseño establecidas por el departamento operativo, administrativo y las gestiones de apoyo (QHSE) de la empresa Aconaire SAS, donde, los proponentes se indican por medio de: cliente (C) y diseñadores (O), de igual forma, para cada descripción se muestra si es requerimiento (R) o si es un deseo de la compañía (D), todo lo anterior se realiza con el fin de poder conceptualizar las funciones, operaciones y la precisión de la máquina a diseñar.

Cuadro 1. Especificaciones de diseño de la máquina

Concepto	Propone (C/O)	Tipo (R/D)	Descripción
FUNCIÓN	O	R	No entrar en funcionamiento en caso de que no se coloque la lámina según las dimensiones que se requieran.
	O	R	Dar encendido al proceso de fabricación, bajo parámetros de protección y seguridad que se deben tener en cuenta.
	C	D	Ubicar la ducteria que se está fabricando en los sitios establecidos.
OPERACIONES NECESARIAS	O	R	Cuando la máquina se vaya a poner en funcionamiento se deberá hacer un chequeo de los componentes que hacen parte del sistema.
	O	D	Tener en cuenta el tiempo de operación que tiene la máquina, para así llevar un control de la vida útil de cada una de las partes que hacen parte de esta.
	O	R	Cuando se inicie el proceso de fabricación, el operario debe garantizar que la primera costura se realice de forma adecuada
PRECISIÓN	O	R	Revisar la máquina de manera constante, con el fin de garantizar un buen funcionamiento dentro del proceso de fabricación.
	C	R	Realizar mantenimiento preventivo de cada componente de la máquina, para así tener un pronóstico de la condición de la maquina será la apropiada.
	O	R	La máquina deberá estar anclada al suelo, logrando conseguir que esta se encuentre lo más estable que se pueda.

Fuente: elaboración propia

2.2 DISEÑO FUNCIONAL

2.2.1 Parámetros de diseño. Para llevar a cabo el desarrollo del diseño, es importante tener en cuenta los datos de entrada mediante los cuales se podrá hacer el cálculo más acertado de cada una de las condiciones a las cuales se encontrará operando cada uno de los subsistemas que hacen parte de la máquina. En la tabla 1 se relacionan las variables de diseño a las cuales operará el sistema.

Tabla 1. Parámetros de diseño.

Descripción	Valor	Unidad
Diámetro de Fabricación	5 – 40	Pulgadas
Longitud de ductería	0,5 – 3	Metros
Velocidad de avance de la lámina	0,1	m/s
Materiales de Fabricación	Acero Galvanizado y Acero Inoxidable	--
Espesores de Fleje	0,6 – 1,2	Milímetros
Ancho de Fleje	143	Milímetros
Voltaje de Alimentación	220	Voltios
Fases de Alimentación	3	-
Potencia de consumo disponible	6000	Watts
Dimensiones disponibles en taller (Largo/Ancho/Alto)	5 x 5 x 3,5	Metros
Presión estática en ductería	+/- 10	in.w.g

Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta las recomendaciones de Aconaire S.A.S. y el análisis interno realizado por los departamentos comercial y administrativo de la compañía, con respecto a los productos y servicios que más demanda han tenido en los últimos años, se determinaron los diámetros y longitudes de ductería que la máquina fabricará; de igual forma, se determinaron las exigencias en cuanto a la velocidad de producción. Por otro lado, según las normas SMACNA y ASHRAE, las cuales determinan las condiciones técnicas en las que se debe fabricar la ductería circular, se pudo establecer las variables de la materia prima, tales como: materiales de fabricación, ancho de fleje y espesor de fleje. En el numeral 5.3.1 se podrá ver en detalle las condiciones técnicas de fabricación.

En la industria del aire acondicionado y la ventilación mecánica, los conductos para el transporte de fluidos son fabricados principalmente en acero galvanizado y en acero inoxidable 304. El acero galvanizado además de presentar una gran resistencia mecánica brinda buena presentación y una resistencia considerable a la corrosión, por lo que sus principales aplicaciones radican en gran parte de la industria metalmeccánica, tal y como lo son: los sistemas de ventilación mecánica, diseños estructurales, industria automotriz, entre otros. Por otro lado, el acero inoxidable 304 tiene una ventaja notable, la cual corresponde a la resistencia a ambientes corrosivos, pues este material es ideal para transportar fluidos y vapores. Sus principales aplicaciones se encuentran en la industria de alimentos y laboratorios. En las imágenes 10 y 11 se observan las propiedades mecánicas de las láminas y flejes de los aceros anteriormente nombrados.

Imagen 10. Propiedades mecánicas acero galvanizado.

NTC 4011 Comercial CS*	Límite de Fluencia mín.		Resistencia a la Tracción mín.	% Elongación
	Mpa		Mpa	
	230 / 380		----	

NTC 4011 Estructural Grado	Límite de Fluencia mín.		Resistencia a la Tracción mín.		% Elongación
	Mpa	psi	Mpa	psi	
33	230	33000	310	45000	20
40	275	40000	380	55000	16
50	340	50000	450	65000	12

Fuente: ACESCO, Acero galvanizado y prepintado, [En línea]. Disponible en: <http://www.acesco.com/archivos/descargas/Ficha-Tecnica-Acero-Galvanizado-y-Prepintado.pdf>. Consultado (28/08/2018).

Imagen 11. Propiedades mecánicas y químicas acero inoxidable 304.

Grado	Resistencia a la Tracción Mpa. (RT)	RT (kgf/mm ²)	RT (ksi)	Límite de Fluencia Mpa. (LF)	LF (kgf/mm ²)	LF (ksi)	Alargamiento en 2"	Reducción de Área %	Relación de Maquinabilidad 1212 Ef = 100%
304	510	52	74	206	21	30	40	50	45
304L	481	49	70	176	18	26	40	50	45

Fuente: METAZA, Acero inoxidable, [En línea]. Disponible en: <https://metaza.com.co/wp-content/uploads/2017/10/Ficha-t%C3%A9cnica-Acero-Inoxidable.pdf>. Consultado (28/08/2018).

La máquina se diseñará para ser instalada en la bodega de producción de Aconaire S.A.S. la cual cuenta una acometida trifásica de alimentación de 220 V y cuya carga de potencia disponible es de 5000 W. El área dispuesta en el taller de producción se encuentra situada en el costado norte de la bodega, entre las escaleras nororientales (las cuales nos dan acceso al mezanine de almacenaje y el cuarto de pinturas, tal y como se puede observar en el Anexo A).

2.2.2 Estructura de diseño. Teniendo en cuenta, los requerimientos dados en los numerales 2.1 y 2.2, la máquina debe realizar ciertos procesos de manufactura, como lo es el formado y doblado por medio de rodillos o el rechazado por medio de dados, para realizar la correspondiente costura. Los procesos en general tienen entradas, salidas y variables de control. El proceso para la fabricación de ductería con grafado en espiral tiene como entrada al proceso la materia prima (fleje metálico), el cual tiene la necesidad de ser verificado por el operario de la máquina; para la operación de dicha máquina se requiere de una acometida eléctrica y unas condiciones de funcionamiento como la velocidad de avance del fleje (la cual es manipulada por el operario); para la formación del producto final o salida de proceso, se requiere que los elementos mecánicos como rodillos o dados se encuentren a cierto ángulo de inclinación y que la lámina contenga los pliegues necesarios, para que finalmente se realice el conformado del grafado o costura del ducto y así poder generar el ducto.

Imagen 12. Método de caja negra para estructura de diseño

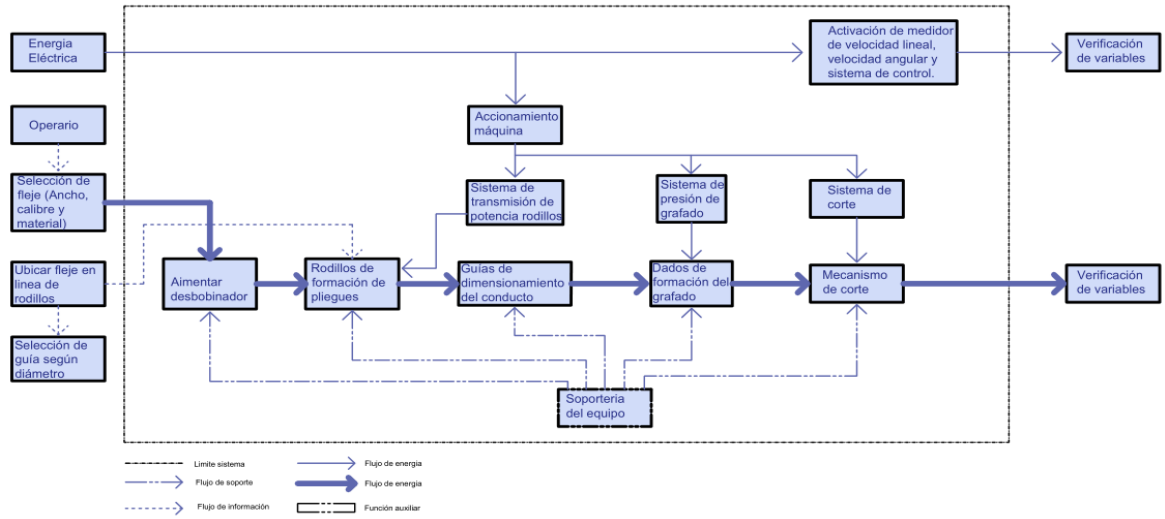


Fuente: elaboración propia

El funcionamiento correcto de la máquina depende de la constante inspección del operario. En primera instancia, el operario debe alimentar la máquina al desbobinador con el fleje de lámina en acero según el requerimiento de material y calibre de lámina. Luego, el operario debe disponer la lámina de fleje a la primera línea de rodillos, para iniciar el segundo proceso de formación de flejes, luego de la formación de pliegues el operario debe instalar la guía en espiral y de igual forma chequear que la costura se lleve a cabo.

La máquina cuenta con varios subsistemas, los cuales se encuentran interconectados por diferentes líneas de flujo, contempladas en energía, material e información, la estructura funcional se detalla en la imagen 13.

Imagen 13. Estructura funcional de la fabricación de conductos



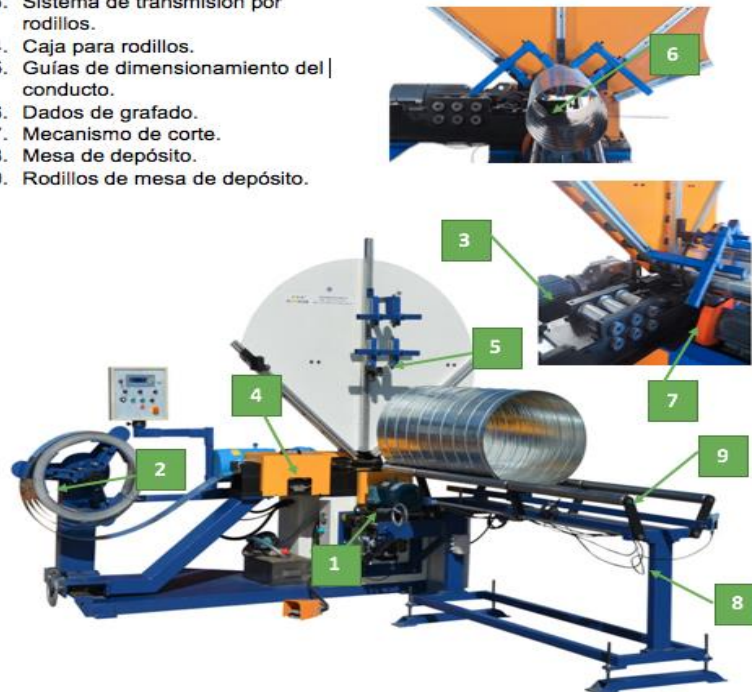
Fuente: elaboración propia

La imagen 14 muestra en detalle los subsistemas y componentes principales de la máquina.

Imagen 14. Componentes máquina para fabricar ductería con grafado en espiral.

COMPONENTES PRINCIPALES DE LA MÁQUINA

1. Motor Eléctrico.
2. Desbobinadora.
3. Sistema de transmisión por rodillos.
4. Caja para rodillos.
5. Guías de dimensionamiento del conducto.
6. Dados de grafado.
7. Mecanismo de corte.
8. Mesa de depósito.
9. Rodillos de mesa de depósito.



Fuente: elaboración propia

3. PLANTEAMIENTO Y EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PARA CADA SUBSISTEMA

En el contenido de este capítulo, se determinará las opciones más indicadas para el mecanismo de corte del conducto haciendo un análisis de las diversas alternativas que se trataran; claramente cumpliendo con los parámetros y requerimientos planteados para dar la mayor funcionalidad a la máquina en todos los subsistemas que esta contiene.

3.1 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS SISTEMA DE CORTE

Como se mencionó en el numeral 1, en la descripción del mecanismo de corte y con los objetivos que se tienen planteados para la determinación de alternativas de funcionalidad de proceso de corte, se hará un planteamiento acorde con los diferentes mecanismos que se presentan actualmente para estas máquinas, basados en condiciones como son velocidad, tipo de fuente, eficiencia y funcionalidad conforme a los parámetros a los cuales se desea trabajar.

Según cada una de las características que hacen diferente los mecanismos de corte que se plantearán en el capítulo, se hará una descripción de cada una de las alternativas, y posteriormente, se realizará una la selección por medio de la metodología scoring².

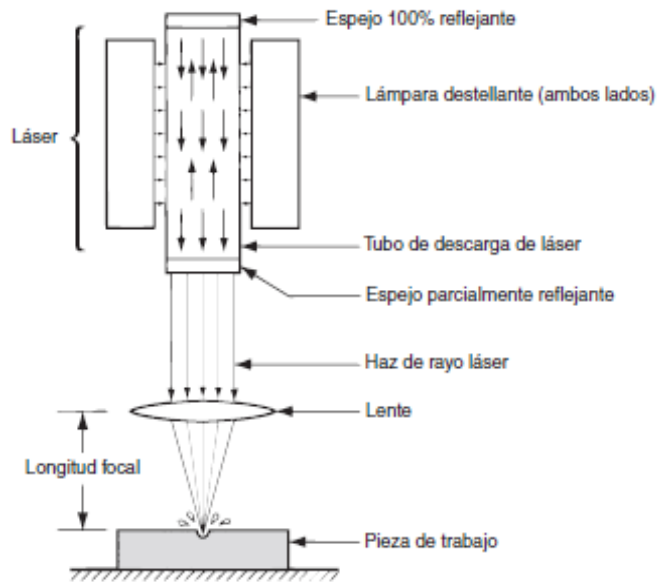
3.1.1 Corte por Láser. El láser es usado para gran variedad de aplicaciones, los cuales requieren de un tratamiento térmico, soldadura, hasta procesos de grabado, taladrado y corte. El término láser proviene del acrónimo en ingles Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation. Es decir, el láser proviene de la energía eléctrica que es transformada en un haz lumínico (ver Imagen 15) que cuenta con rayos bastante simétricos que se direccionan de manera paralela y también la longitud de onda que es única con gran distinción de otro haz lumínico que se presente actualmente³.

Gracias a las propiedades del corte por láser se puede decir que su precisión es controlada bajo tolerancias bastantes bajas, teniendo gran confiabilidad y seguridad de que el corte deseado se desarrolla bajo los parámetros adecuados para la obtención del conducto. Para destacar las características de este sistema de corte se hace referencia en el cuadro 2.

² <http://www.scielo.org.co/pdf/pece/n16/n16a10.pdf>

³ https://www.ecured.cu/Corte_por_l%C3%A1ser

Imagen 15. Generación haz de luz para corte por láser.



Fuente: GROOVER, Mikel P. Fundamentos de manufactura moderna 3 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2007.

Cuadro 2. Relación de ventajas y desventajas corte por láser

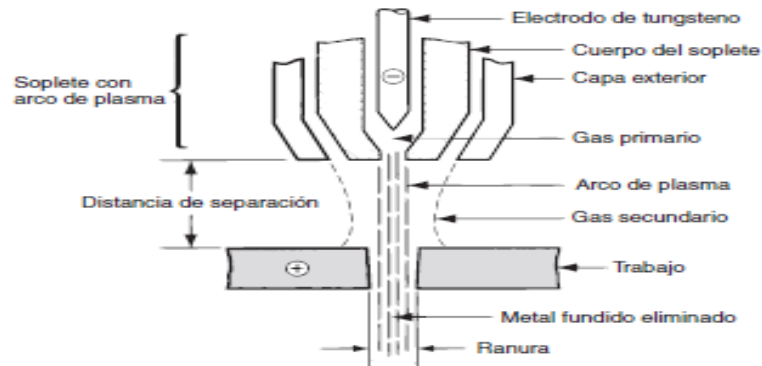
Corte por láser	
Ventajas	Desventajas
Elevada precisión en chapas de espesor reducido.	La adquisición del mecanismo es costosa.
No tiene relevancia la configuración geométrica de la pieza para realizar el corte.	Los componentes que hacen parte del corte requieren de helio, el cual es importado.
Aportación de calor muy reducida, no hay deformación de las piezas.	Los gases presentan posibilidades de explosión.
Precisión del corte con tolerancias bastante bajas.	Exige controlar la distancia a la pieza con alta precisión

Fuente: elaboración propia

3.1.2 Corte por plasma. Como en el corte por láser, para este proceso también interviene la generación de calor para producir el respectivo corte de la pieza a trabajar. Por ende, el plasma es definido como un gas súper calentado y también ionizado eléctricamente, en el que intervienen gases como el nitrógeno, argón, hidrógeno, o una mezcla de estos, para poder realizar la generación del plasma. Dentro del proceso de corte por plasma la fuente de energía presente en el proceso va a una temperatura aproximada de 10.000 a 14.000 °C, logrando así obtener una gran velocidad en el corte sin que el soplete quede focalizado en algún punto. Las características a favor y en contra se presentan en el cuadro 3⁴.

Para las aplicaciones más adecuadas de uso del corte por plasma está en el corte de platinas y lámina, debido que a las temperaturas a las que va el arco de plasma permiten acceder de gran manera en los metales, haciendo el corte más adecuado sin generar imperfecciones en el mismo (ver imagen 16).

Imagen 16. Corte por plasma.



Fuente: GROOVER, Mikel P. Fundamentos de manufactura moderna 3 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2007.

Cuadro 3. Relación de ventajas y desventajas corte por plasma.

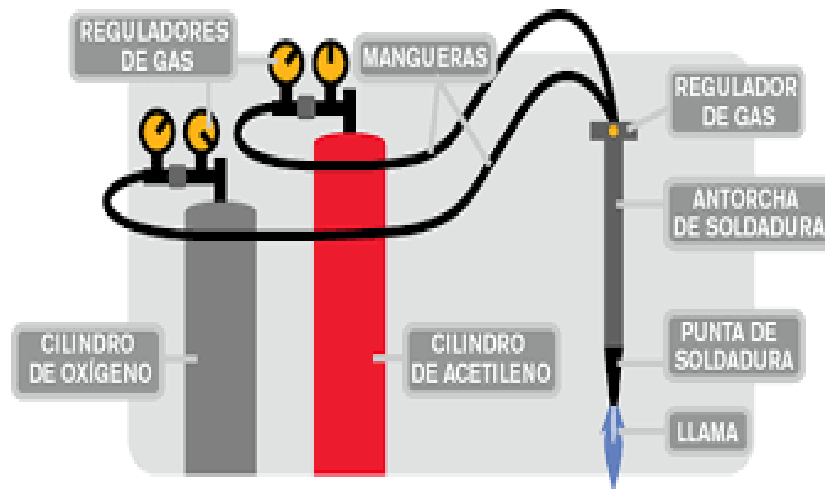
Corte por plasma	
Ventajas	Desventajas
Velocidad de corte rápida.	La frecuencia de mantenimiento es constante debido a su electrodo.
El proceso se puede llevar a cabo sin la necesidad de un precalentamiento.	Puede presentar peligros de incendio o hasta generación de gases.
Desplazamiento de la boquilla no requiere de gran fuerza.	Costoso ya que requiere de un elevado consumo eléctrico y esto podría presentar inconvenientes por picos de energía inestables.

Fuente: GROOVER, Mikel P. Fundamentos de manufactura moderna 3 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2007.

⁴ https://www.ecured.cu/Corte_por_plasma#Descripci.C3.B3n_del_proceso

3.1.3 Oxicorte. Este proceso es de los más comunes que se presentan en la industria para aplicaciones de soldadura y de corte, siendo así uno de los métodos de menor costo y complejidad. Este tiene que disponer de dos gases para poder generar la llama, lo que, a su vez, permitirá que se dé el proceso de oxidación de los elementos metálicos, acción que permitirá la generación del respectivo corte. Este proceso resulta del calentamiento de la lámina generada por la combustión del oxígeno con el gas combustible hasta el punto en que el oxígeno corta el material a trabajar, eliminando los óxidos que allí se presentan (ver imagen 17).

Imagen 17. Equipo de oxicorte.



Fuente: HYPERTHERM, Tecnología de oxicorte [en línea], Disponible en: <https://www.hypertherm.com/es/global-landing-page/?ReturnUrl=%2fes%2flearn%2fcutting-education%2funderstanding-oxyfuel-technology%2f>. Consultado (05/09/2018).

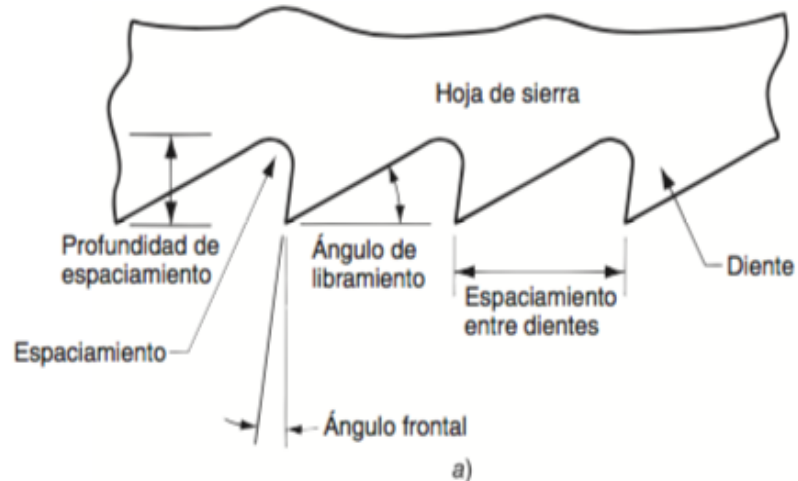
Cuadro 4. Relación de ventajas y desventajas oxicorte.

Oxicorte	
Ventajas	Desventajas
Bajo costo en comparación con otros procesos.	Baja velocidad de corte.
Los repuestos que componen el sistema son fáciles de encontrar en el mercado.	Necesita un precalentamiento.
Es de una manipulación bastante sencilla.	Tiene limitaciones para el corte de acero inoxidable.

Fuente: Hypertherm, Tecnología de oxicorte [en línea], Disponible en: <https://es.slideshare.net/boligueiro/oxicorte-y-arcoplasma>. Consultado (50/09/2018).

3.1.4 Sierra circular. El proceso de corte por medio de un disco aserrado circular consta de tres componentes principales: Motor, disco dentado y estructura. El motor es acoplado directamente al disco dentado y tiene como función principal suministrar energía mecánica al disco de corte, por medio del torque que ejerce en su eje. El disco aserrado presenta dos tipos de hojas dentadas, cuya característica radica en la inclinación de los dientes y el espacio que hay entre cada uno de ellos, tal y como se muestra en Imagen 18.

Imagen 18. Sierra circular.



Fuente: GROOVER, Mikel P. Fundamentos de manufactura moderna 3 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2007.

Cuadro 5. Relación de ventajas y desventajas sierra circular.

Sierra circular	
Ventajas	Desventajas
Buena potencia para trabajo donde se presenten esfuerzos elevados.	Dependiendo de la velocidad en que trabaje puede presentar altas temperaturas.
No requiere de recargar baterías.	Al haber una capa delgada del disco se puede deformar el disco más rápido.
Brinda mayor resistencia al desgaste.	Presenta mayor generación de viruta.
Es de bajo costo.	Las profundidades de corte son bastante limitadas.

Fuente: TECNOCORTE [en línea], Disponible en: <https://es.slideshare.net/boligueiro/oxicorte-y-arco plasma>. Consultado (05/09/2018).

El corte por medio de sierra circular brinda mayor resistencia al desgaste y a la corrosión, de igual forma, realiza cortes uniformes, garantizando un mejor acabado en el producto final. La sierra circular es un elemento removible que, en caso de presentar un deterioro o avería, es de fácil remoción e instalación; adicionalmente, los costos de los discos aserrados son considerablemente bajos.

Imagen 19. Detalle sierra circular.



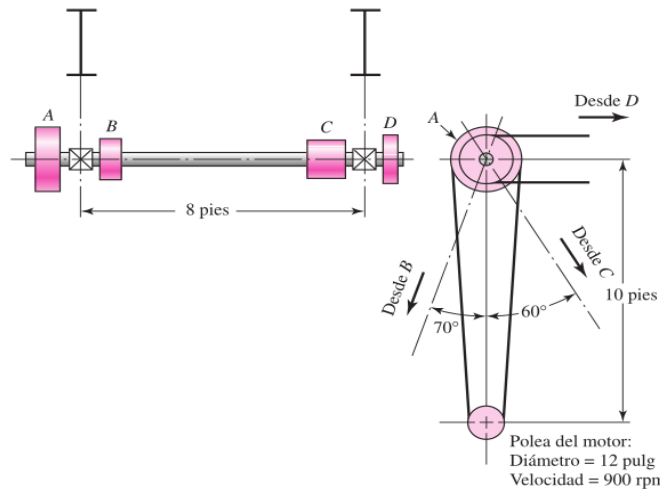
Fuente: UNITEC, Herramienta industrial [en línea], Disponible en: <https://www.csunitec.com/es/sierras/sierras-circulares-para-corte-en-seco/sierra-circular-neumatica-para-corte-en-seco-de-12-58> . Consultado (05/09/2018).

Para la selección de la alternativa del sistema de corte, en el capítulo 4 se realiza la evaluación teniendo en cuenta unos parámetros propuestos tanto por los diseñadores como del área de ingeniería de la empresa.

3.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS TRANSMISIÓN SISTEMA DE PERFILADO

3.2.1 Transmisión por polea-correa. Este tipo de sistema es bastante común en la industria para la transmisión de potencia. Este viene compuesto de los siguientes elementos: el primero es la polea conductora o impulsora que es la lleva la potencia de entrada y de ahí la lleva a una polea conducida o impulsada que es la que recibe la potencia suministrada por la primera. Ahora bien, para que el funcionamiento de este sistema se debe contar de correas o bandas que son las que guían la transmisión por medio de las poleas anteriormente mencionadas (ver imagen 20)

Imagen 20. Sistema de transmisión polea-correa.



Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008. p.

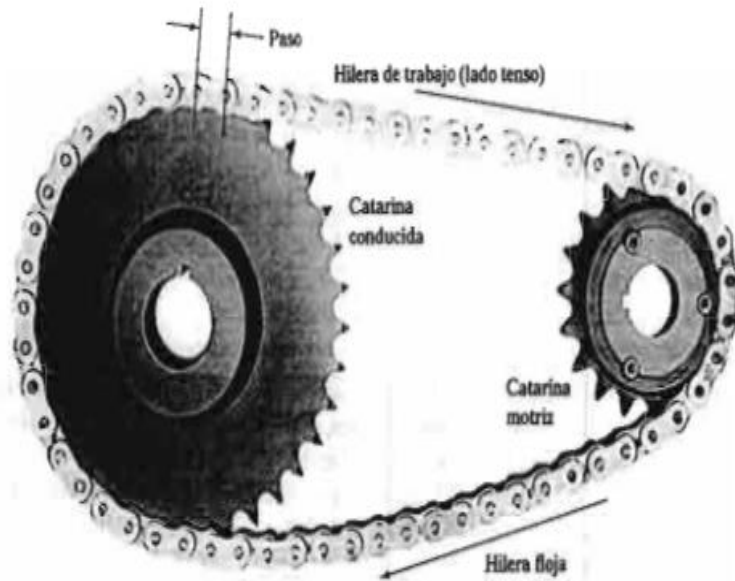
Cuadro 6. Relación de ventajas y desventajas transmisión polea-correa.

Transmisión polea-correa	
Ventajas	Desventajas
Transmisión de movimiento desde un punto a otro teniendo grandes distancias.	Presenta mayor desgaste
Diseño es suave y silencioso.	Se requiere que las poleas no presenten ningún tipo de partícula que pueda afectar la vida útil de la correa
Su proceso de fabricación es fácil tanto de la polea como de la correa,	Tiene limitaciones para cargas de trabajo elevadas.
El montaje de esta transmisión es sencillo.	

Fuente: INSTITUCIÓN EDUCATIVA EL NACIONAL disponible en: <https://es.slideshare.net/Alvaro123jimenez/sistema-polea-correa-10162135>. Consultado (05/09/2018).

3.2.2 Transmisión Catarina-cadena. Dentro de la composición de este sistema se tiene en cuenta la composición de dos elementos donde el primero a mencionar son las cadenas que se forman de una serie de eslabones conectados por medio de pernos. En cuanto al segundo elemento se mencionan las catarinas que son las que llevaran la potencia transmitida desde un punto a otro; donde este cuenta con unos dientes que encajan dentro de la cadena y así se genera la respectiva transmisión. Este sistema se referencia en la imagen 21.

Imagen 21. Transmisión piñón-cadena.



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Cuadro 7. Relación de ventajas y desventajas transmisión catarina-cadena.

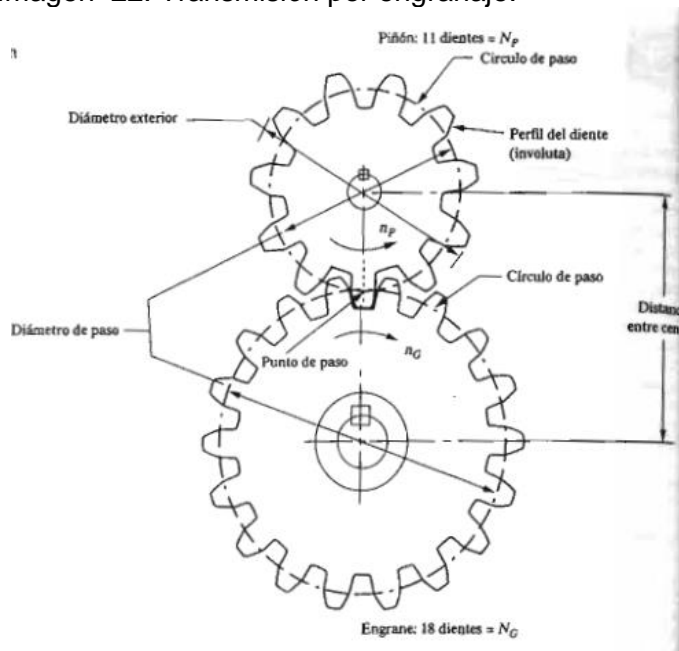
Transmisión catarina-cadena	
Ventajas	Desventajas
Puede realizar transmisiones a grandes distancias desde un punto a otro.	Presenta un costo elevado para la obtención de los elementos que componen la transmisión.
Por la configuración de la cadena se puede añadir o retirar eslabones para la distancia de la transmisión.	El montaje requiere de cuidado debido a que no se desea que se presente un gran desgaste debido a algún tipo de desbalanceo,

Continuación cuadro 7.

Ventajas	Desventajas
Este sistema puede realizar la transmisión a varios, es decir a varias catarinas donde su eje se encuentre ubicado.	Requiere de planes de mantenimiento preventivos minuciosos para aumentar la vida útil de los elementos.
Cuando se va a emplear altas velocidades se pueden implementar varias hileras de catarinas para no generar un desbalanceo.	
Fuente: ELEMENTOS DE MÁQUINAS. Disponible en: http://files.cesarruiz.webnode.com.co/200000094-cec46d0fac/TransmisionPorCadenas.pdf . Consultado (05/09/2018).	

3.2.3 Transmisión por engranaje. Este tipo de sistema viene compuesto por unas ruedas dentadas o engranes donde se transmite la potencia desde uno a otro (imagen 22). El sistema de transmisión viene dado de un engrane conductor en el que los dientes de este tienen que encajar en uno conducido para así poder impulsar la potencia y llegar a la funcionalidad más adecuada.

Imagen 22. Transmisión por engranaje.



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006. p.

Cuadro 8. Relación de ventajas y desventajas transmisión en engranajes.

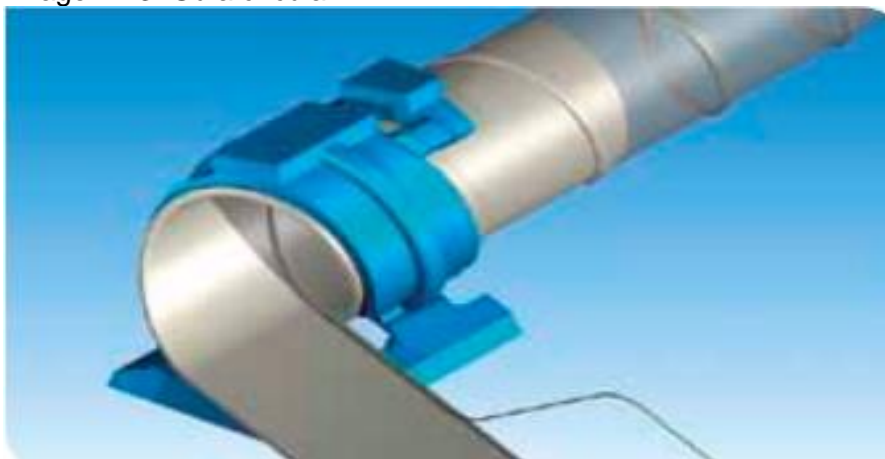
TRANSMISIÓN EN ENGRANAJES	
Ventajas	Desventajas
Pueden llegar a ocupar espacios muy reducidos debido a que sus dimensiones se pueden ajustar dependiendo de la relación a la que se desee transmitir.	Alto costo cuando se envía a fabricación debido a que por su geometría puede resultar compleja para la persona que los fabrique.
No requiere de un alto mantenimiento.	Altos niveles de ruido al momento de que se ponen en funcionamiento.
Cuentan con una eficiencia de transmisión elevada.	Desgaste abrasivo en las puntas de los dientes.
Tienen una gran capacidad para lograr transmitir potencia.	

Fuente: SEAS, Defectos de engranajes. Disponible en: <https://www.seas.es/blog/automatizacion/mantenimiento-preventivo-predictivo-industrial-defectos-de-engranajes/>. Consultado (05/09/2018).

3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS GUÍA SISTEMA DE GRAFADO.

3.3.1 Guía circular. Este tipo de guía viene dado de un solo conducto, mediante el cual se va dando tanto la forma como la dirección que debe llevar el conducto dentro del proceso de fabricación del grafado dándole el ángulo necesario para realizar la unión. En la imagen 23 se observa un esquema de la guía circular y en el cuadro 9 se mencionan sus ventajas y desventajas.

Imagen 23. Guía circular.



Fuente: SPIRO INTERNATIONAL. Disponible en: www.spiro.ch/upload/machine/u-Bracket-seam-seal-solution-other-applications-es.pdf. Consultado (16/10/2018).

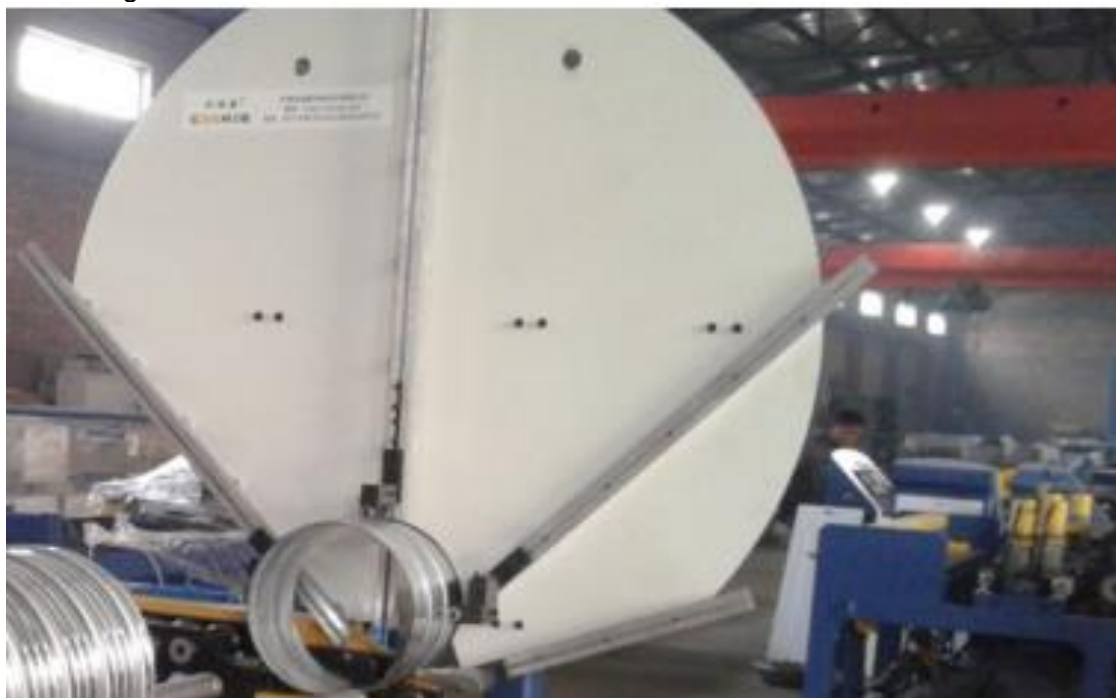
Cuadro 9. Relación de ventajas y desventajas guía circular.

Guía circular	
Ventajas	Desventajas
<p>Es de fácil montaje debido a que esta ira soportado sobre la mesa del sistema de grafado.</p> <p>Este tipo de guía cuenta con la vena que debe llevar el espiral, de acuerdo con el diámetro requerido.</p>	<p>Puede salir costosa la fabricación de estas guías debido a que por cada diámetro se deberá cambiar esta pieza.</p> <p>El mantenimiento de esta guía requiere de un procedimiento más riguroso en cuanto al tema de desgaste que se pueda presentar en este, debido a que se va a presentar cargas por fricción y la vida útil de este puede ser baja.</p>

Fuente: elaboración propia

3.3.2 Guía por riel-dado. Este tipo de guía viene dado de una serie de dados, que irán sujetos a una base que cuenta con unos rieles mediante los que se podrán desplazar los dados guías. En la imagen 24 se observa un esquema de la guía de riel-dado y en el cuadro 10 se mencionan sus ventajas y desventajas.

Imagen 24. Guía riel-dado.



Fuente: ALIBABA. Disponible en: https://www.alibaba.com/product-detail/Promotion-Spiral-tube-making-machine-Spiral_60557252413.html. Consultado (16/10/2018).

Cuadro 10. Relación de ventajas y desventajas guía riel-dado.

Guía por riel-dados	
Ventajas	Desventajas
Es más económico que la guía circular debido a que solo se requiere desplazar los dados a lo largo del riel y no requiere de cambiar los accesorios con el cambio de diámetro.	Puede no tener una gran precisión debido a que este se manipula manualmente y se podría desfasar en alguno de los dados, lo que generaría pérdida de material.
La manipulación de este sistema de guías es más sencilla.	Se requiere de una inspección rigurosa por parte del operario para que no se desajusten los dados.
En cuanto al mantenimiento de este no se requiere de gran rigor debido a que solo se debe mantener los dados en una condición	

Fuente: elaboración propia

3.4 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DESBOBINADOR.

3.4.1 Desbobinador vertical. Este viene dado para soportar el rollo del fleje metálico para la producción de los conductos, donde a medida que se encuentre la máquina en producción esta ira desenrollando la lámina, Este viene de un eje horizontal que será el que da el movimiento y soportará la carga del rollo metálico (imagen 25).

Imagen 25. Desbobinador vertical.



Fuente: SPIRO INTERNATIONAL. Disponible en: <http://www.spiro.ch/es/machines/tubeformer-1602>. Consultado (05/09/2018).

Cuadro 11. Relación de ventajas y desventajas desbobinador vertical.

Desbobinador vertical	
Ventajas	Desventajas
Ocupa un menor espacio al momento de instalarlo en el sitio, debido a la configuración del desbobinador.	La ubicación del rollo es complicada para el operario debido al peso que este maneja y teniendo en cuenta la orientación del desbobinador que para este caso es vertical.
El fleje metálico se encuentra de una vez enfrentado con el sistema de perfilado de la lámina.	Solo se puede apilar un rollo dentro del desbobinador, lo cual obliga a estar colocando seguidamente material nuevo.

Fuente: elaboración propia

3.4.2 Desbobinador horizontal. Este tipo de desbobinador tiene un estilo de mesa, en donde también como en el vertical servirá para dar movimiento y soportar el rollo metálico (imagen 26).

Imagen 26. Desbobinador horizontal.



Fuente: SPIRO.INTERNATIONAL. Disponible en: <http://www.spiro.ch/es/machines/decoiler-dch-3000>. Consultado (16/10/2018).

Cuadro 12. Relación de ventajas y desventajas desbobinador horizontal.

Desbobinador horizontal	
Ventajas	Desventajas
En este es posible colocar más de un rollo de lámina, evitando colocar frecuentemente un rollo nuevo.	El área que ocupa es mayor que el vertical, lo cual puede afectar dependiendo la disposición de espacio que se tenga.
La estructura que se va a utilizar en este genera mayor seguridad para el personal operativo en cuanto a posibles accidentes.	Requiere de más elementos para poder alinear el fleje metálico en el sistema de perfilado.

Fuente: elaboración propia

4. CONCEPTUALIZACIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Se realizará la conceptualización de la alternativa referente al mecanismo de corte, ya que es el subsistema de la máquina con mayor diversificación en el mercado, dicha conceptualización se realizará partiendo de los datos presentados en el numeral 3.1, los cuales serán evaluados por medio de la matriz cualitativa y la matriz cuantitativa.

4.1 MATRIZ CUALITATIVA

Para la selección cualitativa (tabla 2) se tendrán en cuenta los siguientes criterios:

- **Facilidad en instalación:** Se refiere al tiempo que conlleva la instalación y la facilidad de llevar la acometida al punto de implementación para la correcta operación (Calificación de 0 a 10. Mayor puntaje a mayor facilidad).
- **Costo de implementación:** Se refiere al valor que conlleva implementar dicho mecanismo (Calificación de 0 a 10. Mayor puntaje a menor costo).
- **Desempeño:** Se refiere a la calidad del corte y al tiempo en que se puede realizar (Calificación de 0 a 10. Mayor puntaje a mayor desempeño).
- **Disponibilidad de repuestos en el mercado:** Se refiere a la facilidad de encontrar repuestos en el mercado por medio de la representación de las marcas conocidas (Calificación de 0 a 10. Mayor puntaje a mayor disponibilidad).
- **Mantenimiento:** Se refiere a la menor frecuencia a la que se debe realizar mantenimiento (Calificación de 0 a 10. Mayor puntaje a menor frecuencia y menor costo de mantenimiento).
- **Tecnología amigable:** Se refiere al bajo consumo de energía y a la reducción de emisiones de gases y material particulado (Calificación de 0 a 10. Mayor puntaje a menor consumo y menor generación de material contaminante)

Tabla 2. Matriz cualitativa para selección de alternativas de diseño.

Nº	Criterio	Concepto			
		Alternativa 1 (corte laser)	Alternativa 2 (corte plasma)	Alternativa 3 (oxicorte)	Alternativa 4 (sierra circular)
1	Facilidad en instalación	6	5	7	9
2	Costo de implementación	5	4	6	9
3	Desempeño	8	8	6	7
4	Disponibilidad de repuestos en el mercado	6	4	7	8
5	Mantenimiento	6	6	8	6
6	Tecnología amigable	7	7	5	6

Fuente: elaboración propia

De acuerdo con la matriz cualitativa relacionada en la tabla 2, la alternativa que mayor puntaje acumuló fue la alternativa 4 correspondiente a la sierra circular, con un valor de 45 unidades sobre un valor máximo de 60 unidades.

4.2 MATRIZ CUANTITATIVA

La matriz cuantitativa (tabla 3) a diferencia de la matriz cualitativa nos brinda una mayor validez con respecto a la selección del mecanismo de corte, ya que, utiliza los valores registrados en la evaluación cualitativa y adicionalmente ofrece un porcentaje (%) a los criterios, lo que permite priorizar dichos criterios según a la necesidad del diseñador y del cliente.

Los criterios fueron valorados de la siguiente forma:

- **Facilidad en instalación:** Se otorgó un valor porcentual de 15%, teniendo en cuenta que tanto la acometida para la obturación del elemento cortante no representa mayor importancia y de igual forma se dispone del tiempo para la implementación.
- **Costo de implementación:** Se otorgó un valor porcentual de 20%, siendo el segundo valor más alto en el ponderado, ya que para la compañía es importante reducir costos de implementación de la máquina.
- **Desempeño:** Se otorgó un valor porcentual de 30%, y se presenta como mayor prioridad entre los criterios, debido a que la compañía cuenta con políticas de calidad que obligan al área de producción a llevar un proceso de continuo mejoramiento, para poder lograr las metas de satisfacción del cliente.

- Disponibilidad de repuestos en el mercado: Se otorgó un valor porcentual de 10%.
- Mantenimiento: Se otorgó un valor porcentual de 15%, puesto que, la empresa requiere aumentar su indicador de desempeño y disponibilidad de sus activos.
- Tecnología amigable: Se otorgó un valor porcentual de 10%, siendo uno de los más bajos, ya que, los mecanismos de corte representan un muy bajo nivel de contaminación hacia el ambiente.

Tabla 3. Ponderación cuantitativa de alternativas.

Nº	Criterio	Valor criterio	Altern. 1		Altern. 2		Altern. 3		Altern. 4	
			C	A	C	A	C	A	C	A
1	Facilidad en instalación	15%	6	0,9	5	0,75	7	1,05	9	1,35
2	Costo de implementación	20%	5	1	4	0,8	6	1,2	9	1,8
3	Desempeño	30%	8	2,4	8	2,4	6	1,8	7	2,1
4	Disponibilidad de repuestos en el mercado	10%	6	0,6	4	0,4	7	0,7	8	0,8
5	Mantenimiento	15%	6	0,9	6	0,9	8	1,2	6	0,9
6	Tecnología amigable	10%	7	0,7	7	0,7	5	0,5	6	0,6
TOTAL		100%	6,5		5,95		6,45		7,55	

Fuente: elaboración propia

De los resultados que se obtuvieron de la matriz cuantitativa, se determinó que la alternativa número cuatro (Sierra circular) es el mejor mecanismo para llevar a cabo el proceso de corte de ductería según los criterios establecidos y sus ponderados evaluados., por lo que en el numeral 5 (Diseño detallado) se realizará la correspondiente selección del componente.

5. DISEÑO DETALLADO

Para determinar los parámetros de funcionamiento de la máquina se realiza un diseño detallado, teniendo en cuenta todos los subsistemas que componen el proceso que se desea realizar. Una vez se determinan estos subsistemas y parámetros que hacen parte de la máquina, ya mencionados dentro del capítulo dos, se iniciará con el respectivo cálculo de los mecanismos y elementos que conforman la máquina para llegar a la operación más adecuada.

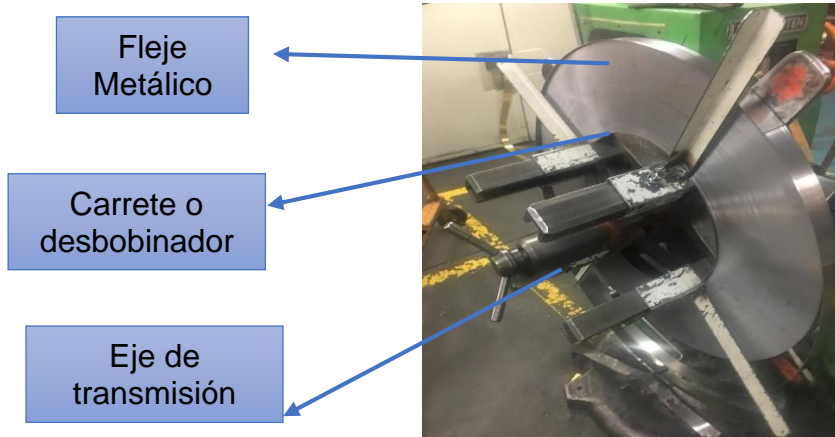
5.1 DESBOBINADOR E INGRESO DE FLEJE EN RODILLOS

5.1.1 Devanador. Es un sistema mediante el que se puede realizar el almacenamiento del rollo de lámina metálica que se va a trabajar, como de suministro de material hacia algún punto en específico. Este viene compuesto de un motor, el cual va a transmitir una velocidad de avance para que la lámina sea transportada, de acuerdo con unos parámetros mediante los cuales se desea llevar el fleje metálico.

Cabe aclarar que este sistema cuenta con un carrete, también denominado desbobinador, el cual contiene el rollo de la lámina y ayudará de guía al momento de generarse el desplazamiento lineal que se desarrolla por parte del sistema de transmisión. Teniendo este carrete se inicia la operación del sistema, generando un movimiento de rotación para el desplazamiento del fleje gracias al motor anteriormente mencionado, el cual contiene un variador de velocidad para el control de los parámetros de velocidad de avance del suministro del fleje hacia el siguiente proceso que es al sistema de perfilado.

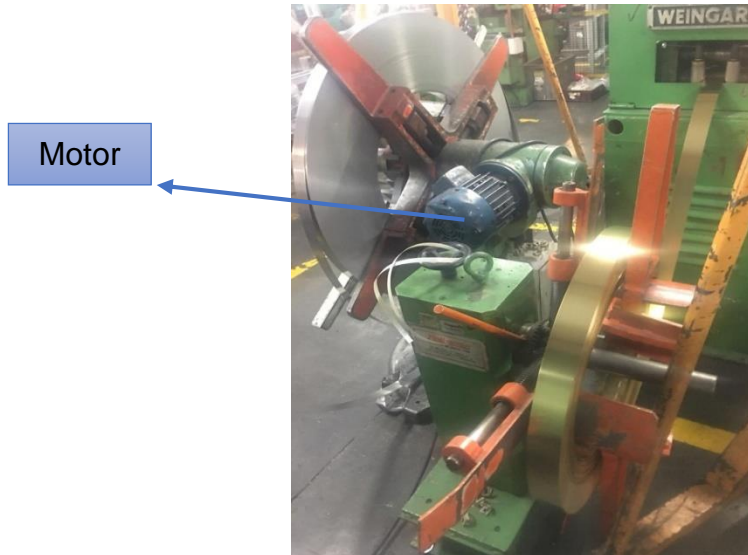
En las imágenes 27 y 28, se mostrarán algunas imágenes de este sistema:

Imagen 27. Partes del desbobinador.



Fuente: elaboración propia

Imagen 28. Componente mecánico del desbobinador.



Fuente: elaboración propia

5.1.2 Cálculo motor devanadora.

Dentro de la devanadora el componente que presenta la generación de funcionalidad del sistema es el motor, que mediante este, es posible que se dé el proceso de desplazamiento del fleje metálico.

Para el cálculo del motor se deben conocer el ancho y largo del rollo que se va a contener dentro del carrete o desbobinador, así como las especificaciones del material en cuanto al densidad y calibre.

Primero se tiene en cuenta que comercialmente el fleje tiene un diámetro interior real de 500 mm (0,5m). Una vez se tiene esto, se calcula el diámetro exterior del fleje que viene dado por la ecuación 1:

Ecuación 1.
Radio exterior
fleje.

$$r_e = \sqrt{r_i^2 + \frac{m}{\pi \rho a}}$$

Tomado de:
ONLINESCHOOL
disponible en:
<http://es.onlinemschool.com/math/formula/volume/>. Consultado (11/11/2018).

Donde:

re= Radio externo

ri= Radio interno

m= Masa del material

ρ = Densidad del material

a= Ancho del fleje

Reemplazando la ecuación se obtuvo:

$$re = \sqrt{(0,5 \text{ m})^2 + \frac{134,706 \text{ kg}}{\pi \left(\frac{7850 \text{ kg}}{\text{m}^3}\right)(0,143 \text{ m})}} = 0,536 \text{ m}$$

Una vez se tiene el radio externo del fleje, se procede a hallar la velocidad angular para así encontrar el torque. Estos datos se hallaron de la siguiente manera:

$$w = \frac{v}{re}$$

Dónde:

v= Velocidad de avance

$$w = \frac{1 \text{ m/s}}{0,536 \text{ m}} = 1,865 \text{ rad/s}$$

y en rpm

$$w = 17,81 \text{ rpm}$$

Y para el torque

$$T = F * re$$

Dónde:

T= Torque

F= Fuerza tangencial del fleje (tomado de la fuerza de doblado que se genera del proceso de perfilado)

Calculando:

$$T = 69,6 \text{ kgf} * 0,536 \text{ m} = 37,31 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

y para hallar la potencia en hp:

$$P = \frac{T * w}{746}$$

$$P = \frac{31,37 \text{ kgf.m} * 17,81 \text{ rpm}}{746} = 0,75 \text{ hp} \approx 1 \text{ hp}$$

5.1.3 Cálculo de ángulo de entrada de fleje. Una vez se tiene el bobinado listo para suministrar el fleje al tren de rodillos es de gran importancia determinar el ingreso de la lámina, la cual lleva un ángulo por el cual se dará la forma de la espiral (imagen 29) en el conducto de acuerdo con el diámetro que se desea obtener. Este cálculo viene dado de la ecuación 2:

Ecuación 2. Angulo de unión grafada.

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{P}{a} \right)$$

Tomado de: CALCULAR TODO, Longitud de una forma helicoidal [en línea], Disponible en: <https://www.calculartodo.com/geometria/desarrollo-de-una-helice.php>. Consultado (11/11/2018).

Donde:

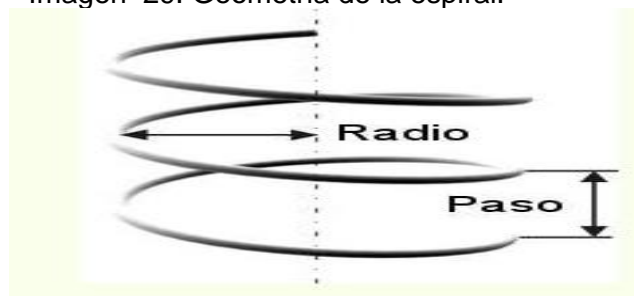
α = Ángulo constante de la espiral entre la curva de la espira con el eje del cilindro.

P= Altura de paso

a= Definido como el parámetro de desarrollo del conducto, es decir, el perímetro.

Obtenido este ángulo lo que se hace es encajar el bobinado de manera que coincida con el valor obtenido según el diámetro que se desee.

Imagen 29. Geometría de la espiral.



Fuente: CALCULAR TODO, Longitud de una forma helicoidal.[en.línea],.Disponible.en:<https://www.calculartodo.com/geometria/desarrollo-de-una-helice.php>. Consultado.(11/11/2018).

La tabla 4 se muestran las variaciones del ángulo respecto de los cambios de diámetro que se puede presentar al momento de fabricar en respectivo conducto.

Tabla 4. Datos de ángulo de entrada del fleje.

Diámetro de ducteria	Ancho de fleje	Ángulo de entrada lámina
(Pulg)	(m)	(\llcorner°)
5	0,143	21,00
6	0,143	17,38
7	0,143	14,83
8	0,143	12,94
9	0,143	11,49
10	0,143	10,32
11	0,143	9,38
12	0,143	8,59
13	0,143	7,92
14	0,143	7,35
15	0,143	6,86
16	0,143	6,43
17	0,143	6,05
18	0,143	5,71
19	0,143	5,41
20	0,143	5,14
21	0,143	4,90
22	0,143	4,67
23	0,143	4,47
24	0,143	4,28
25	0,143	4,11
26	0,143	3,95
27	0,143	3,81
28	0,143	3,67
29	0,143	3,54
30	0,143	3,42
31	0,143	3,31
32	0,143	3,21
33	0,143	3,11
34	0,143	3,02
35	0,143	2,93
36	0,143	2,85
37	0,143	2,78
38	0,143	2,70
39	0,143	2,63
40	0,143	2,57

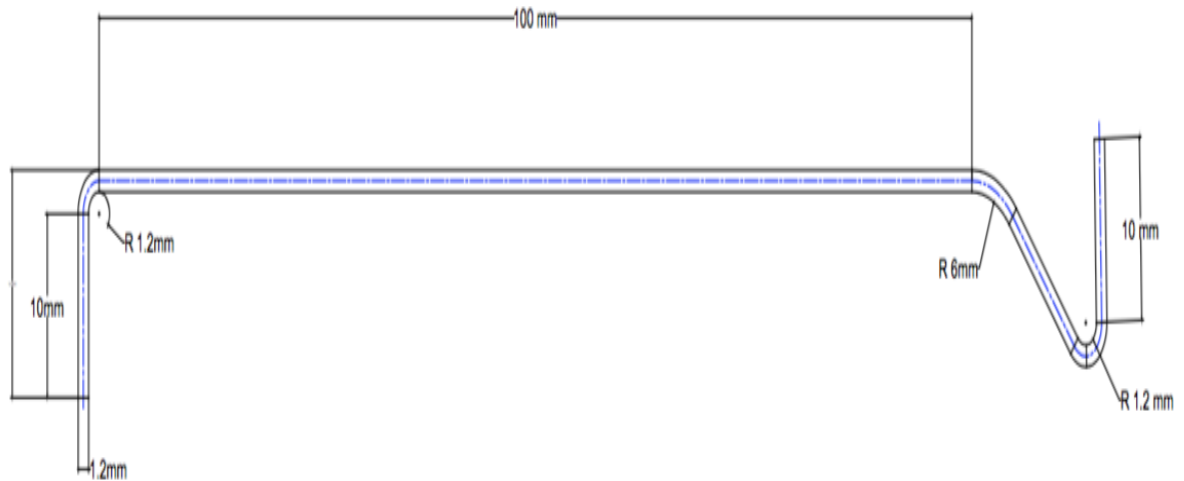
Fuente: elaboración propia

5.2 SISTEMA DE PERFILADO

Para lograr obtener el perfil del doblé, se debe pasar por una serie de rodillos o guías que ayudarán a ir formando los pliegues necesarios para poder tener la figura al final de la costura.

A continuación, en la imagen 30 se mostrará la forma final del fleje metálico una vez que se realicen los pliegues:

Imagen 30. Detalle final de los pliegues.



Fuente: elaboración propia

5.2.1 Número de pasos. Dentro de la determinación de los pliegues, es de relevancia conocer que se deben generar una serie de pasos para llegar a la geometría anteriormente ilustrada (imagen 3). Para la determinación de los pasos se utiliza la ecuación 3:

Ecuación 3. Cálculo número de pasos.

$$n = \left[3.16Hp^{0.8} + \frac{0.05}{e^{0.87}} + \frac{\alpha}{90} \right] \left[\frac{Y^{2.1}}{40U} \right]^{0.15} S1(1 + 0.5z) + E + Tf + 5zS1$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963>. Consultado (13/11/2018). p.68

En la tabla 5 se especifica y describe cada uno de los parámetros que se tuvieron en cuenta para poder desarrollar el cálculo del número de pasos para llegar a la determinación de los pliegues que se requieren dentro del proceso.

Tabla 5. Valores de factores para el cálculo de número de pasos.

Símbolo	Descripción	Lámina galvanizada	Lámina acero inoxidable
H_p	Altura máxima de la sección (in)		0,39
e	Espesor del material (in)	--	--
α	Ángulo de mayor dobléz (grados)		90
Y	Límite de Fluencia (ksi)	33	30
U	Resistencia Ultima (ksi)	45	74
z	Factor del material si el material es Prepunzonado o pre cortado		0
S1	Factor de forma		1
E	Números de pasos extra		0
Tf	Factor de tolerancia		0,5

Fuente: elaboración propia

Para la determinación del factor z se recurre a la imagen 31:

Imagen 31. Cuadro para determinación del factor z.

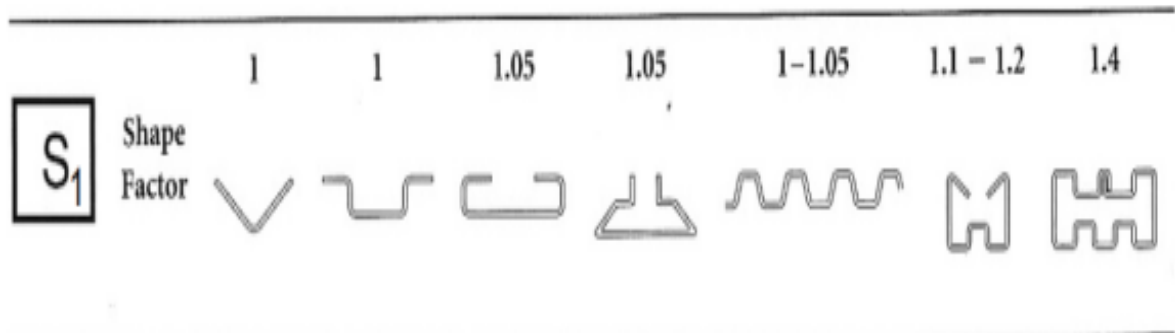
		z	
		$\frac{y}{t} < 20$	$\frac{y}{t} > 40$
<ul style="list-style-type: none"> • Small perforation • Slotted <ul style="list-style-type: none"> edge continuous limited edge continuity edge not continuous • Wire • Pre-cut 		n_1	no hole 0 0
		n_2	a 0 0
		n_3	b 0 0
		n_4	c 0 0.07
		n_5	d 0.03 0.05
		p	e 0.05 0.05
			f 0.07 0.12
			g 0.07 0.12
			h 0.1 0.1
			i 0.12 0.15
			j 0.12 0.15 (if $s \geq 5t$)
			k 0.15 0.2 - 0.4 (*)
			l 0.25 0.3 - 0.5 (*)
		m 0.5 0.6 - 0.7	
		n_1 0	
		n_2 0.05	
		n_3 0.05	
		n_4 0.30	
		n_5 0.25	
		p 0.18 0.18 (pre-cut)	

Fuente: HALMOS, George T. Roll Forming Handbook. Toronto: Taylor & Francis Group. 2006. p.17. Consultado (13/11/2018)

En este caso en especial según las condiciones de la lámina se determinó un factor de 0 debido a que el fleje no va a tener ninguna composición diferente a la que lleva la lámina desde su disposición inicial.

Dentro de la definición del factor de forma, respecto a la geometría del perfil se hizo su respectiva selección basada en la imagen 32:

Imagen 32. Factor de construcción del perfil



Fuente: HALMOS, George T. Roll Forming Handbook. Toronto: Taylor & Francis Group. 2006. p.17. Consultado (13/11/2018)

Acorde al perfil que se espera de generar los pliegues se definió un factor de 1, teniendo en cuenta que la formación del perfil no requiere de una geometría que sea compleja en cuanto a la deformación del fleje.

En cuanto al factor de tolerancia (imagen 33) respecto el tipo de construcción del perfil se tuvo en consideración el grado de dificultad que se puede tener al realizar la construcción de los pliegues del fleje.

Imagen 33. Criterios para determinación factor de tolerancia

	T_f Tolerance Factor
Loose (construction)	0
Medium	0.5-1.0
Tight (automotive)	1.1-1.7
Extremely tight	1.9-(2)

Fuente: HALMOS, George T. Roll Forming Handbook. Toronto: Taylor & Francis Group. 2006. p.18. Consultado (13/11/2018)

Para la configuración se considera una construcción media y dentro del parámetro se elige el de 0,5.

Reemplazando en la ecuación para un fleje de calibre 24:

$$n = \left[3.16(0,39)^{0,8} + \frac{0,05}{(0,02362)^{0,87}} + \frac{90}{90} \right] \left[\frac{(33)^{2,1}}{40(45)} \right]^{0,15} 1(1 + 0,5(0)) + 0 + 1 + 5(0)(1)$$

$$n = 4.20 \text{ pasos} \approx 4 \text{ pasos}$$

Dentro de los números de pasos calculados (tabla 6), se tienen 3 para la deformación del perfilado y el último paso tiene como objetivo realizar el cierre de la costura. El último paso se especifica en detalle en el apartado 5.3.

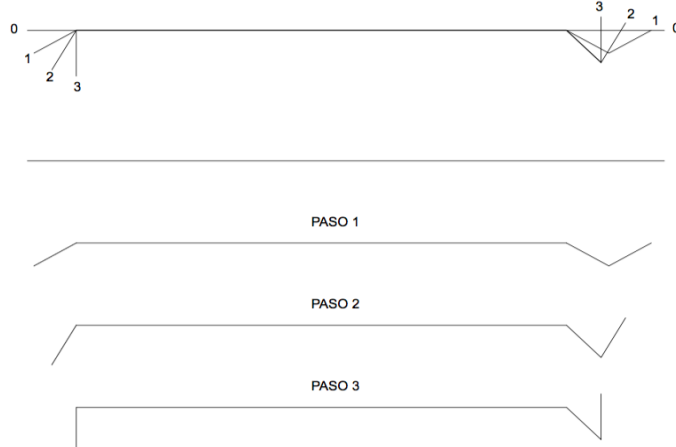
Tabla 6. Datos de número de pasos respecto del calibre

Calibre	Espesor (in)	Espesor (mm)	Hp	No. de pasos acero galv	No. de pasos acero inox.
18	0,04724	1,2	0,39	3,626931502	3,316286226
20	0,03543	0,9	0,39	3,824738668	3,494442222
22	0,0315	0,8	0,39	3,92113682	3,581263691
24	0,02362	0,6	0,39	4,202612849	3,83477646

Fuente: elaboración propia

Una vez se determinó el número de pasos, se procedió a calcular el ángulo al que va a variar; esto a medida que se da cada uno de los pasos en los cuales se irá dando la deformación permanente del fleje metálico. Una vez realizados todos los pasos, el valor del ángulo es de 30°. (imagen 34).

Imagen 34. Detalle de los pasos para el fleje.



Fuente: elaboración propia

5.2.2 Fibra Neutra. La fibra neutra se considera como el punto en donde se genera el mayor cambio en la formación de la geometría del pliegue debido a las posibles reacciones que ocurren sobre el fleje a causa de las fuerzas de deformación a las que se expone el material. Gracias a esta fibra se puede calcular el desarrollo del fleje.

Pero para la determinación de esta fibra es de gran importancia conocer los radios de curvatura según el calibre de la lámina.

Tabla 7. Radio de curvatura según calibre

Desarrollo de curva	Radio de curvatura
0,236 mm	6 mm
0,177 mm	4,5 mm
0,157 mm	4 mm
0,118 mm	3 mm

Fuente: elaboración propia

Debido a la configuración del doblez y para calcular la distancia de la fibra neutra se debe determinar mediante la ecuación 4:

Ecuación 4. Calculo fibra neutra.

$$y = ef$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963> p. 19. Consultado (13/11/2018)

y= distancia de la fibra neutral

e= espesor

f= Factor de relación entre radio y espesor

Para poder determinar el valor de la distancia de la fibra neutra se debe determinar el factor de retorno X, radio mínimo R1 que será el valor del espesor y radio real de la fibra R2.

Primero para determinar el factor de retorno se utiliza la ecuación 5:

Ecuación 5. Calculo factor de retorno.

$$X = \left(\frac{R_1}{e} \right)$$

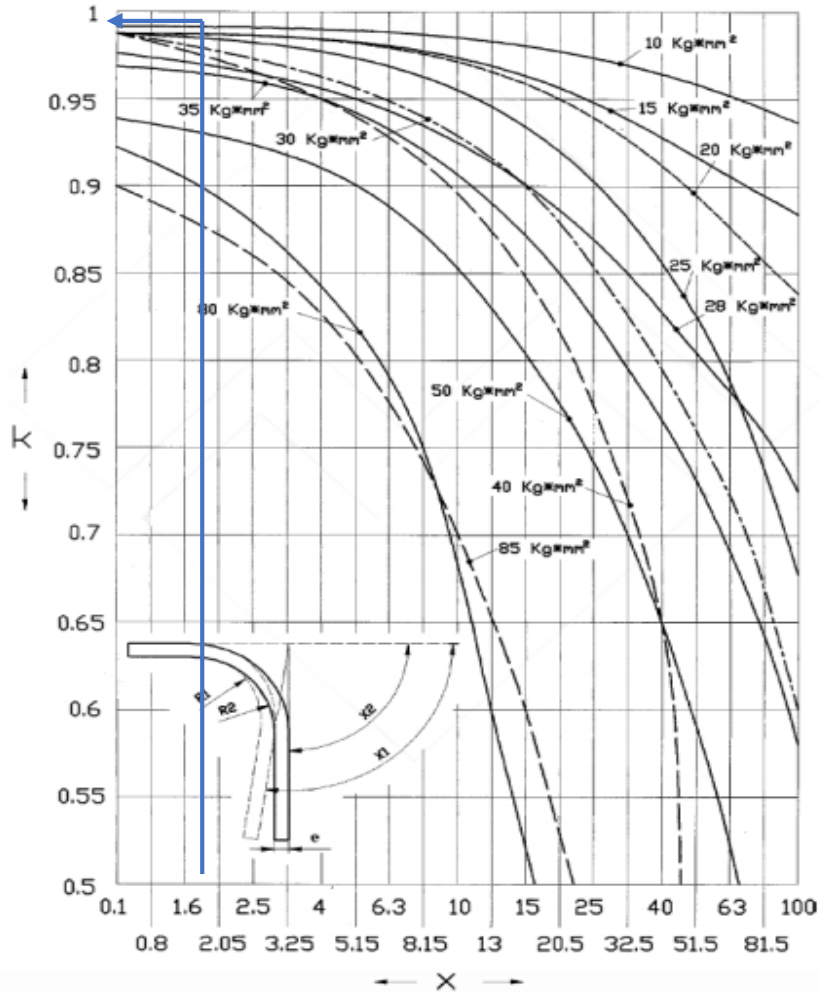
Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963> p. 16. Consultado (13/11/2018)

Reemplazando la ecuación se obtiene

$$X = \left(\frac{1,2 \text{ mm}}{1,2 \text{ mm}} \right) = 1$$

Teniendo el valor de X se cruza con el valor del límite de fluencia del material de la siguiente gráfica.

Imagen 35. Relación para determinar el valor de k.



Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/996> 3. p. 17. Consultado (13/11/2018)

Con la gráfica anteriormente ilustrada (imagen 35) se determinó el factor k que corresponde a la determinación de R2

$$k = 0,99$$

y con el factor el radio real se calcula mediante la ecuación 6:

Ecuación 6. Radio real de la fibra.

$$R2 = k \left(R1 + \frac{e}{2} \right) - \frac{e}{2}$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963>. p. 19. Consultado (13/11/2018)

Reemplazando

$$R2 = 0,99 \left(1,2 + \frac{1,2}{2} \right) - \frac{1,2}{2} = 1,182 \text{ mm}$$

Una vez determinado el valor del radio real del radio del doblado formado, se procede a hallar el valor del ángulo final que se espera para el doblado, dado por la ecuación 7:

Ecuación 7. Radio de doblado.

$$X2 = \frac{X1}{k}$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963>. p. 19. Consultado (13/11/2018)

X2= Ángulo real de la pieza

X1= Ángulo límite al que debe doblarse

Que reemplazando en la ecuación

$$X2 = \frac{90^\circ}{0,99} = 90,9^\circ$$

Con el valor de R2 se puede realizar el cálculo del factor f que va de la relación entre el radio anteriormente calculado y el espesor, de ahí se determina el factor basado en la siguiente tabla (imagen 36)

Imagen 36. Descripción del factor f

	$\frac{R_2}{e}$	Factor f
-	0,2	0.347
-	0,5	0.387
-	1	0.421
-	2	0.451
-	3	0.465
-	4	0.470
-	5	0.478
-	10	0.487

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963>. p. 19. Consultado (13/11/2018)

Donde el valor de f es 0,421

Debido a la determinación del radio R2 es posible determinar el valor de la distancia neutral basado en el factor f y al dato del espesor del fleje que reemplazando en la ecuación 4 se obtiene:

$$y = (1,2 \text{ mm})(0,421) = 0,5052 \text{ mm}$$

Con este cálculo se obtienen los siguientes valores para los dobleces.

Tabla 8. Especificaciones de la fibra neutral perfil en L

Fibra neutral 90°				
Calibre	R1 (mm)	e (mm)	Factor f	y (mm)
18	1,2	1,2	0,421	0,5052
20	0,9	0,9	0,421	0,3789
22	0,8	0,8	0,421	0,3368
24	0,6	0,6	0,421	0,2526

Fuente: elaboración propia

Tabla 9. Especificaciones de la fibra neutral perfil en V

Fibra neutral 45°				
Calibre	R1 (mm)	e (mm)	Factor f	y (mm)
18	6	1,2	0,478	0,5736
20	6	0,9	0,481	0,4329
22	6	0,8	0,4825	0,386
24	6	0,6	0,487	0,2922

Fuente: elaboración propia

5.2.3 Cálculo de ejes. Los ejes son los elementos que ayudarán a transmitir el movimiento mediante el cual, el fleje metálico irá pasando por cada uno de los rodillos, permitiendo que el eje se dirija hacia las guías, que finalmente ayudarán a hacer el grafado para la configuración del conducto, siendo este uno de los elementos más influyentes dentro del proceso de perfilado.

Para el cálculo adecuado de los diámetros del eje se debe tener en cuenta una serie de constantes que permitirán hacer el desarrollo de la geometría del eje. Para esto, a partir de la ecuación 8 se puede calcular el diámetro del eje en pulgadas:

Ecuación 8. Determinación diámetro del eje.

$$Dia = 1.46(0.173\sqrt[3]{Lr} + 0.47 + 0.7 * a * b * c * d * i * j * g * H * n\sqrt{e} * \sqrt[6]{\frac{Sy}{50}})^4$$

Tomado de HALMOS, George T. Roll Forming Handbook. Toronto: Taylor & Francis Group. 2006. p.49

Donde en la siguiente tabla se hará la descripción y el valor de cada una de estas constantes

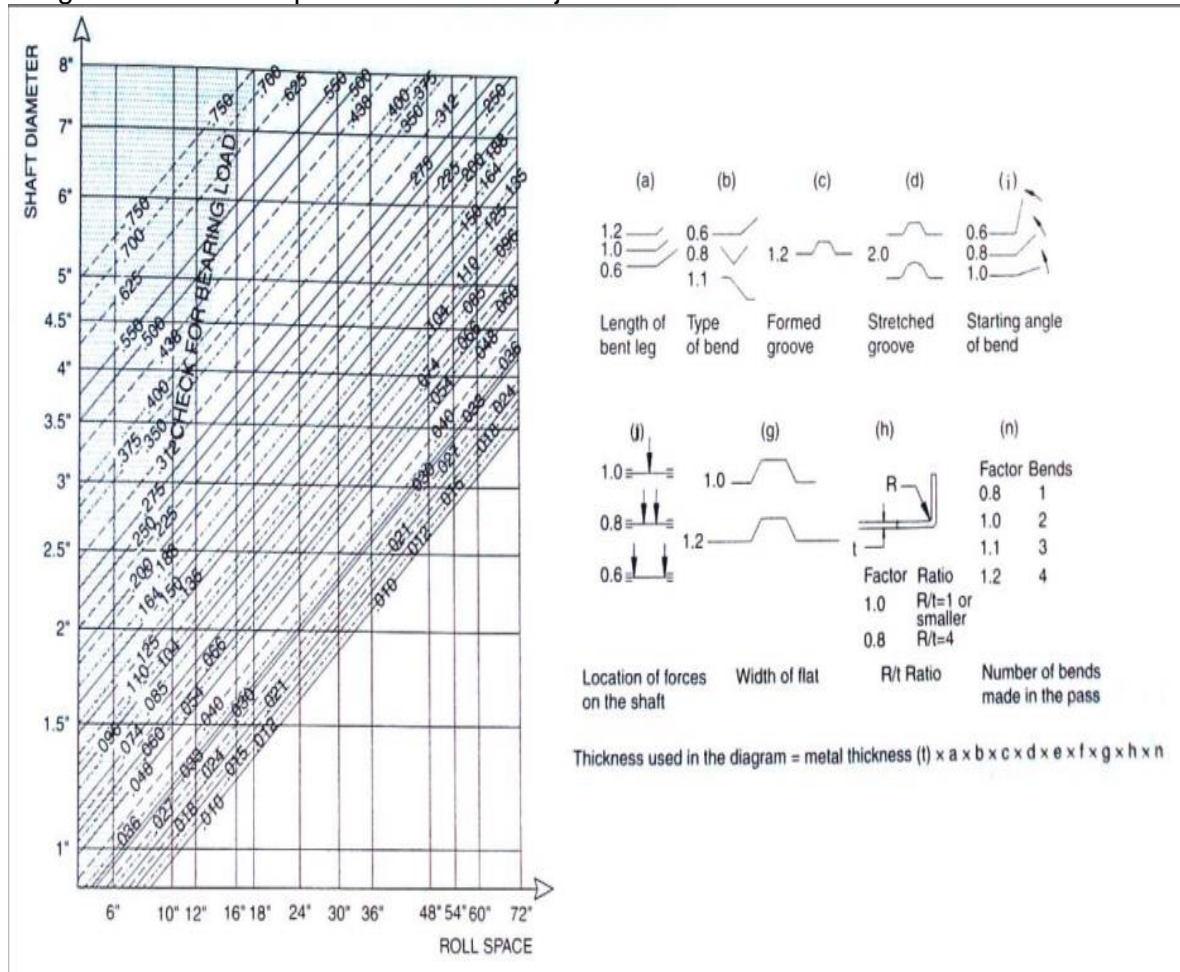
Tabla 10. Descripción de constantes calculo diámetro de eje.

Símbolo	Descripción	Magnitud			
Lr	Longitud de rolado (in)	6			
a	Factor longitud de pliegue	1			
b	Factor tipo de doblado	0,8			
c	Factor canal formada	1,2			
d	Factor canal estrecha	2			
i	Factor primer ángulo	1			
j	Factor distribución de carga	0,8			
g	Factor longitud de planitud	1,2			
H	Factor relación radio vs espesor	0,487			
n	Factor relación dobles por paso	1,1			
Sy	Límite de fluencia (ksi)	33			
e	Espesor (in)	0,0472	0,03543	0,0315	0,0236

Fuente: elaboración propia

Donde se determinan los criterios para la búsqueda de estas constantes se revisa en la imagen 37 que describe los valores respecto de la construcción de los dobleces y a las cargas que allí actúan.

Imagen 37. Factores para selección del eje



Tomado de HALMOS, George T. Roll Forming Handbook. Toronto: Taylor & Francis Group. 2006. p.50

Una vez se obtienen estos factores se reemplaza en la ecuación y se obtiene:

$$Dia = 1.46 \left(0.173 \sqrt[3]{6in} + 0.47 + 0.7 * 1 * 0,8 * 1,2 * 2 * 1 * 0,8 * 1,2 * 0,487 * 1,1 \sqrt{e} * \sqrt[6]{\frac{33 ksi}{50}} \right)^4$$

$$Dia = 1,06 in$$

Que para las dimensiones normalizadas dará un eje de 1 in.

Estos datos son para los valores con el calibre 18 de un acero en lámina galvanizada. Por ende, a continuación, se mostrará una tabla para los calibres restantes tanto de acero galvanizado y de acero inoxidable (tabla 11).

Tabla 11. Datos del diámetro del eje para los calibres y aceros respectivos

Diámetro de eje (in)	1,06	0,98	0,95	0,88	1,05	0,97	0,94	0,88
calibre	18	20	22	24	18	20	22	24
	Lámina acero galvanizado				Lámina acero inoxidable 304			
Diámetro de eje normalizado (in)	1							

Fuente: elaboración propia

5.2.4 Diámetros del rodillo. Para el cálculo del diámetro mínimo del rodillo se deben tener en cuenta algunos parámetros, teniendo como valor de referencia el diámetro de los ejes que harán parte de cada uno de los rodillos.

A continuación, se tiene la tabla de cada factor y la ecuación que describe el cálculo de este:

Tabla 12. Descripción de parámetros de cálculo.

Símbolo	Descripción	Magnitud
Dia	Diámetro eje (in)	1
K	Profundidad de cuñero en rodillo (in)	0,25

Fuente: elaboración propia

En que el valor del cuñero viene dado de la norma ANSI B17.1-196(R1998)

Ecuación 9. Diámetro mínimo del rodillo del perfilado.

$$D_{min} = Dia + 2K + 0,143Dia^{1.4}$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963>. p. 73. Consultado (13/11/2018)

Y reemplazando en la ecuación se obtiene el siguiente valor:

$$D_{min} = (1 + 2 * (0,25) + 0,143 * (1)^{1.4}) \text{ in}$$

$$D_{min} = 1,643 \text{ in}$$

Tabla 13. Valores de diámetro mínimo del rodillo

Diámetro mínimo (in)	1,643	Diámetro normalizado (in)	1,75
----------------------	-------	---------------------------	------

Fuente: elaboración propia

Una vez se determina el valor del diámetro mínimo del rodillo, se procede a realizar el cálculo del diámetro máximo del rodillo, teniendo en cuenta los valores anteriormente calculados y con un factor de seguridad que garantice una buena funcionalidad del sistema de deformación del fleje metálico.

Ecuación 10. Diámetro máximo del rodillo del perfilado.

$$D_{max} = (D_{min} + H_p)$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963>. p. 73. Consultado (13/11/2018)

En la tabla 14, se muestra la descripción de cada uno de los datos que se requieren

Tabla 14. Descripción y datos de cálculo diámetro máximo

Símbolo	Descripción	Magnitud
Dmin	Diámetro mínimo de rodillo (in)	1,75
Hp	Altura máxima de la sección (in)	0,78

Fuente: elaboración propia

Que reemplazando en la ecuación se obtiene el siguiente valor:

$$D_{max} = (1,75 \text{ in} + 0,78 \text{ in})$$

$$D_{max} = 2,535 \text{ in}$$

Tabla 15. Datos de cálculo diámetro máximo del rodillo

Diámetro max (in)	2,53	Diámetro normalizado (in)	2,53
-------------------	------	---------------------------	------

Fuente: elaboración propia

Con los valores que se lograron determinar se dio a conocer tanto el diámetro mínimo como el máximo con el que va a operar la máquina para el proceso de perfilado y así tener la certeza de que funcionalmente van a cumplir con la necesidad de la conformación del perfil esperado para este sistema.

5.2.5 Fuerza de doblado. Esta es la fuerza que se ejerce al fleje para realizar la deformación del perfil del modo más adecuado, para el desarrollo de la costura más acertada dentro el diseño que se tiene muestra en la imagen 47. Para que se considere una fuerza de doblado este debe tener como fin principal generar una deformación permanente de los pliegues que se van a presentar dentro del proceso de perfilado.

La determinación de la fuerza de doblado presente por parte de los rodillos para un perfil en L viene dada por la ecuación 11:

Ecuación 11. Fuerza de doblado en el perfilado.

$$F = \frac{e * b * Kd}{6}$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963>. p. 78. Consultado (13/11/2018)

Basados en esta ecuación, la siguiente tabla hará la descripción de cada uno de los datos los cuales se especifican en las imágenes 10 y 11.

Tabla 16. Descripción datos para el cálculo de fuerza de doblado

Símbolo	Descripción	Magnitud							
e	Espesor (m)	0,0012	0,0009	0,0008	0,0006	0,0012	0,0009	0,0008	0,0006
b	Mitad del segmento de dobléz más largo del perfil (m)	0,005							
kd	Solicitud a la flexión necesario para deformación permanente (kgf/m ²)	46402593,6				42184176			
kt	Coefficiente de rotura a tracción (kgf/m ²)	23201296,8				21092088			
Fuerza de doblado F (Kgf)		46,40	34,80	30,93	23,20	42,18	31,64	28,12	21,09

Fuente: elaboración propia

Reemplazando en ecuación se obtiene:

$$F = \frac{0,0012 \text{ m} * 0,005 \text{ m} * 46402593,6 \text{ kgf/m}^2}{6}$$
$$F = 46,4 \text{ kgf}$$

Entonces para que la lámina se pueda deformar hasta el punto de generar una deformación permanente al fleje metálico que se está trabajando se requiere de una fuerza de doblado de 46,4 kgf para la obtención de los pliegues.

5.2.6 Toque y fuerzas requeridas por los ejes. El torque que se desea calcular es de gran importancia para poder determinar todos los parámetros geométricos de la transmisión que será de piñones y cadenas para el sistema de perfilado.

Para la determinación del torque se debe hallar el valor de la fuerza total requerida, basada en la fuerza de doblado y el número de los pasos para poder realizar la transmisión más indicada para sistema del perfilado, esto se da mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 12. Fuerza de total de los rodillos.

$$F_{total} = \frac{F * n}{2}$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/9963>. p. 79. Consultado (13/11/2018)

Que será igual a:

$$F_{total} = \frac{46,4 \text{ Kg} * 3 \text{ pasos}}{2} = 69,6 \text{ Kg}$$

Y para el torque entonces sería:

$$T = F_{total} * R_{max}$$

Que reemplazando los valores en la ecuación el torque requerido es:

$$T = 69,6 \text{ Kg} * 0,0381 \text{ m} = 2,98 \text{ kgf.m}$$

Y con el torque requerido multiplicándolo por el número de pasos se determina el máximo torque a generar para la conformación de todos los pliegues esperados al punto de conseguir la costura.

$$T_{max} = 2,98 \text{ kgf.m} * 3 \text{ pasos} = 9,51 \text{ kgf.m}$$

Tabla 17. Datos de torque y fuerza sobre los ejes

Simbolo	Descripción	Magnitud
Fd	Fuera de doblado (kgf)	46,40
Rmax R	Radio máximo de rodillo (m)	0,032
Ftotal	Fuerza necesaria por cada rodillo (kgf)	69,6
	Torque (kgf*m)	2,98
	Torque total (kgf*m)	9,51

Fuente: elaboración propia

Ahora se procede a calcular el piñón que se va a determinar para hacer la transmisión para el sistema de perfilado, el cual se va a desarrollar en la siguiente subsección.

5.2.7 Mecanismo de transmisión de potencia. Teniendo en cuenta que se va a trabajar con un motor reductor, la relación de transmisión que tendrá este sistema de transmisión será de 1:1. Por ende, según las dimensiones de los diámetros de eje se define utilizar un número de 9 dientes y un paso de 3/8 in para el piñón el cual viene dado de la siguiente tabla (imagen 38):

Imagen 38. Tabla de selección de piñones

PIÑONES 35 PASO 3/8"					
Referencia	D	Dm	L	d	Eje máximo* [pulg]
35B9 R	32,0	22	19	9,53	3/8
35B10 R	35,0	25	19	9,53	9/16
35B11 R	38,1	27	19	9,53	9/16
35B12 R	41,1	31	19	12,70	9/16
35B13 R	44,5	32	19	12,70	1-1/16
35B14	47,5	32	19	12,70	7/8
35B15	50,5	34	19	12,70	7/8
35B16	53,6	37	19	12,70	1-5/16
35B17	56,6	40	19	12,70	1-1/16
35B18	59,7	43	19	12,70	1-3/16
35B19	62,7	47	19	12,70	1-1/4
35B20	68,8	49	19	12,70	1-5/16
35B21	68,8	51	22	12,70	1-3/8
35B22	71,9	51	22	12,70	1-3/8

Fuente: INTERMEC Tabla de dimensiones de los piñones intermec. Disponible en: http://lab.transmittec.com/wpcontent/uploads/2014/06/manual_piñones_intermec.pdf. Consultado (13/11/2018)

En donde se seleccionó un piñón de referencia 35B13R en donde se referencia los datos más comunes del piñón como su longitud y diámetros.

Una vez determinado el piñón se puede calcular el valor del diámetro primitivo que ayudara a calcular la fuerza de tracción en las cadenas.

La ecuación para el cálculo del diámetro primitivo se da mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 13.
Determinación diámetro primitivo del piñón.

$$Dp = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{\pi}{z}\right)}$$

Tomado de INTERMEC,
Catálogo Intermec.
Disponible en:
https://www.intermec.com.co/pdf/pinones_sencillos.pdf.
Consultado (13/11/2018)

Donde

Dp= Diámetro primitivo

p= Paso

z= Número de dientes

Que reemplazando en la ecuación 13 se obtiene

$$Dp = \frac{9,525 \text{ mm}}{\text{sen}\left(\frac{\pi}{13}\right)} = 39,8 \text{ mm}$$

Ahora bien, una vez determinado el diámetro primitivo se determina la fuerza de tracción cadenal. Este viene dado de la ecuación

Ecuación 14. Determinación fuerza de tracción en la cadena.

$$Ftr = \frac{Tmax}{Rp}$$

Fuente: INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL. Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/996>
3. p. 79. Consultado (13/11/2018)

Donde

F_{tr}= Fuerza de tracción

T_{max}= Torque máximo

R_p= Radio primitivo

Logrando un valor de

$$F_{tr} = \frac{9,51151 \text{ kgf.m}}{0,0199 \text{ m}} = 477,96 \text{ kgf}$$

Que será la fuerza requerida en la transmisión por cadenas

Tabla 18. Datos de la fuerza de tracción

Símbolo	Descripción	Magnitud
T _{max}	Torque máximo (kgf.m)	9,51151
R _p	Radio primitivo Catarina (m)	0,0199
	Total fuerza de tracción (kgf)	477,96

Fuente: elaboración propia

Debido a la fuerza de tracción sobre la cadena se podrá seleccionar la adecuada que hará la transmisión por medio de los piñones que anteriormente se mencionaron.

A continuación, se realizará la selección de la cadena acorde con todos los datos de selección del piñón remontándose a la siguiente tabla (imagen 39).

Imagen 39. Datos de la fuerza de tracción

CADENA NUMERO	DIMENSIONES						M.	LIMITE DE ROTURA Lbs.	PESO Lbs. POR PIE 30.5 cms.
	PASO "P"	LARGO RODILLO "W"	DIAMETRO RODILLO "D"	DIAMETRO PASADOR "C"	GRUESO CHAPETA "F"	ANCHO CHAPETA "H"			
25	1.4" * 6.35 mm	0.125	0.130	0.0905	0.030	0.234	0.188	0.875	0.09
35	3/8" * 9.52 mm	0.187	0.200	0.141	0.050	0.350	0.267	2.100	0.21
40	1/2" * 12.7 mm	0.312	0.312	0.156	0.060	0.466	0.380	3.700	0.42
50	5/8" * 15.87 mm	0.375	0.400	0.200	0.080	0.584	0.460	6.100	0.69

Fuente: INTERMEC. Disponible en: http://lab.transmitec.com/wp-content/uploads/2014/06/manual_pinones_intermec.pdf Consultado (13/11/2018)

Con la anterior tabla anterior se definió que la cadena adecuada es la número 35 que contiene cada una de las especificaciones de la cadena en cuanto a dimensiones y propiedades mecánicas de este.

Una vez seleccionada la cadena, se procede a la determinación del factor de seguridad dado por la ecuación 15.

Ecuación 15. Factor de seguridad cadena

$$F.S = \frac{Frtr}{Ftr}$$

Fuente: INTERMEC.
Disponible en:
http://lab.transmitemec.com/wp-content/uploads/2014/06/manual_pinones_intermec.pdf
Consultado (13/11/2018)

Dónde:

F. S= Factor de seguridad

Frtr= Fuerza de resistencia rotura

Ftr= Fuerza de tracción sobre la cadena

Reemplazando

$$F.S = \frac{2.100 \text{ lb}}{1.051 \text{ lb}} = 1,99$$

Con este valor del factor de seguridad se está garantizando el buen funcionamiento que va a haber entre la cadena y el piñón seleccionado.

5.2.8 Selección de motor reductor. Para que se pueda dar funcionalidad dentro del proceso de perfilado, el motor debe generar la potencia necesaria para que esto sea posible. Este caso en especial, el motor deberá cumplir con las condiciones a las que van a estar sometidos los rodillos, los ejes y la lámina que será transportada durante todo el proceso. Por eso a continuación, se realizará el cálculo de la potencia del motor, también basado en los datos que se calcularon anteriormente como son la fuerza y la velocidad angular para el sistema.

Teniendo en cuenta la velocidad máxima tangencial cuyo valor es de 1 m/s, se realizó el cálculo de la velocidad angular requerida en el proceso de perfilado.

Una vez definido esto, se realizará el cálculo de la velocidad angular, la cual viene dada por la siguiente ecuación:

Ecuación 16. Cálculo de velocidad angular.

$$w = \frac{V_{tan}}{r}$$

Fuente: 100CIA.SITE.
 Disponible en:
<http://100cia.site/index.php/fisica/item/2187-ques-la-velocidad-angular>
 Consultado
 (13/11/2018)

Donde:

V_{tan} = Velocidad tangencial en m/s
 r = Radio promedio entre rodillos en m

Que para la determinación del radio promedio se calcula mediante la ecuación 17:

Ecuación 17. Cálculo de radio promedio.

$$r = \frac{\left[\frac{(D_{max} + D_{min})}{2} * 0,0254 \text{ m} \right]}{2}$$

Tomado de HALMOS, George T. Roll Forming Handbook. Toronto: Taylor & Francis Group. 2006. Consultado (13/11/2018)

Reemplazando:

$$r = \frac{\left[\frac{(2,53in + 1,75in)}{2} * 0,0254 \text{ m} \right]}{2} = 0,027178m$$

Ahora bien, para la determinación de la velocidad angular teniendo los datos anteriormente relacionados reemplazando se obtiene:

$$w = \frac{1 \text{ m/s}}{0,027178 \text{ m}} = 36,7944 \text{ rad/s}$$

Y se determinan la velocidad angular en rpm:

$$w = \frac{36,7944 \text{ rad/s} * 60}{2\pi} = 351,6 \text{ rpm}$$

Los datos para el cálculo de velocidad angular se describen en la tabla 19:

Tabla 19. Datos para velocidad angular.

Símbolo	Descripción	Magnitud
Diam prom	Diámetro promedio rodillos (m)	0,053975
Rad prome	Radio promedio rodillos (m)	0,0269875
Vmax tan	Velocidad máxima tangencial (m/s)	1
	Velocidad angular (rad/s)	36,7944
	Velocidad angular (rpm)	351,6

Fuente: elaboración propia

Ya obtenidos los valores de la velocidad, se procede a la selección del motor reductor, basándose en el cálculo de la potencia de este, que viene dada por la siguiente ecuación:

$$P_{per} = \frac{T_{total} * w}{746}$$

Dónde:

Ttotal= Torque total (kgf.m)

w= Velocidad angular (rpm)

El valor del torque total se obtiene, teniendo en cuenta que se encuentra en funcionamiento tres pasos de rodillos en el proceso de perfilado y un paso de rodillo en el proceso de grafado. Los cuales fueron hallados en el ítem 5.2.6. Y reemplazando en la ecuación la potencia obtenida es de:

$$P_{per} = \frac{9,51151 \text{ kgf.m} * 351,36 \text{ rpm}}{746} = 4,47 \text{ hp}$$

Siendo este valor de potencia en los primeros dos pasos del sistema de perfilado.

Tabla 20. Datos para potencia motor.

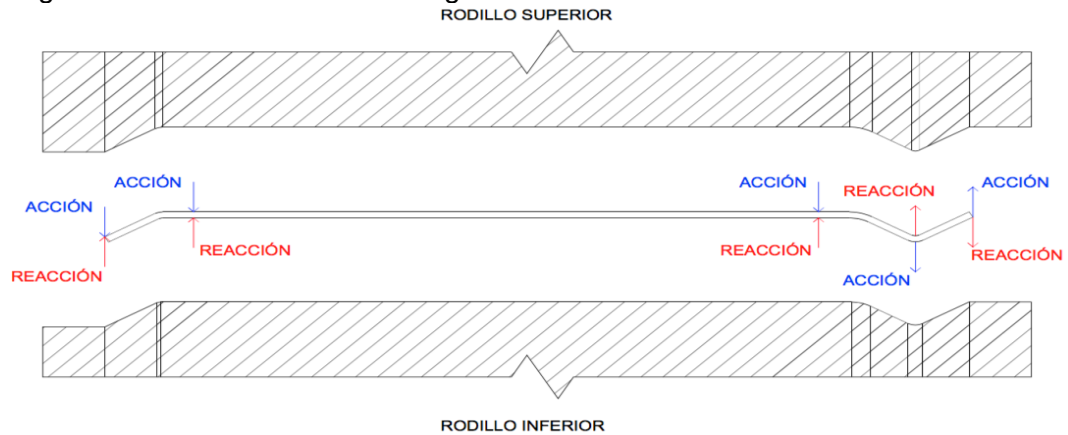
Símbolo	Descripción	Magnitud
T total	Torque total (kgf*m)	9,51151083
w	Velocidad angular (rpm)	35,16
P perfilado	Potencia perfilado (hp)	4,47
	Velocidad tangencial piñón (m/s)	1,36

Fuente: elaboración propia

5.2.9 Determinación de cargas. Una vez se han determinado todos los parámetros de funcionamiento se hará una verificación del comportamiento de cada uno de los elementos que conforman la fabricación del conducto con grafado en espiral.

Para comenzar se hará un análisis de cargas teniendo en cuenta tanto las cargas internas como externas que actúan sobre los elementos. En primera instancia se elaboró un diagrama que se muestra (imagen 40) y a su vez se determinaron las reacciones que se generan debido al proceso de perfilado.

Imagen 40. Detalle relación de cargas sobre la lámina.



Fuente: elaboración propia

5.2.9.1 Análisis de cargas en la lámina. Dentro de la definición de las cargas sobre un cuerpo, primero se debe realizar un diagrama de cuerpo libre (gráfico 1).

Gráfico 1. Diagrama de cuerpo libre lámina.



* Unidades en mm

Fuente: elaboración propia

Donde

$$F_a = F_c = F_d = F_f = F_g = 46,4 \text{ kgf}$$

Una vez realizado el diagrama de cuerpo libre se hará el cálculo de las fuerzas en la componente **y** que es donde se presentan las cargas actuantes sobre la lámina.

$$\sum Fy = 0$$

$$0 = -Fa + Rb - Fc - Fd + Re - Ff + Fg$$

Y ahora se determina la sumatoria de momentos en el punto **b** para hallar el valor de la reacción en el punto **e** y por ende así reemplazar el dato de la reacción en la ecuación anterior y encontrar el valor de Rb

$$\sum Mb = 0$$

$$0 = (-Fa) * (10 \text{ mm}) - (Fc) * (5 \text{ mm}) + (-Fd) * (108.19 \text{ mm})$$

$$+(Re) * (113.29 \text{ mm}) + (-Ff) * (123.19 \text{ mm}) + (Fg) * (133.19 \text{ mm})$$

Entonces despejando Re

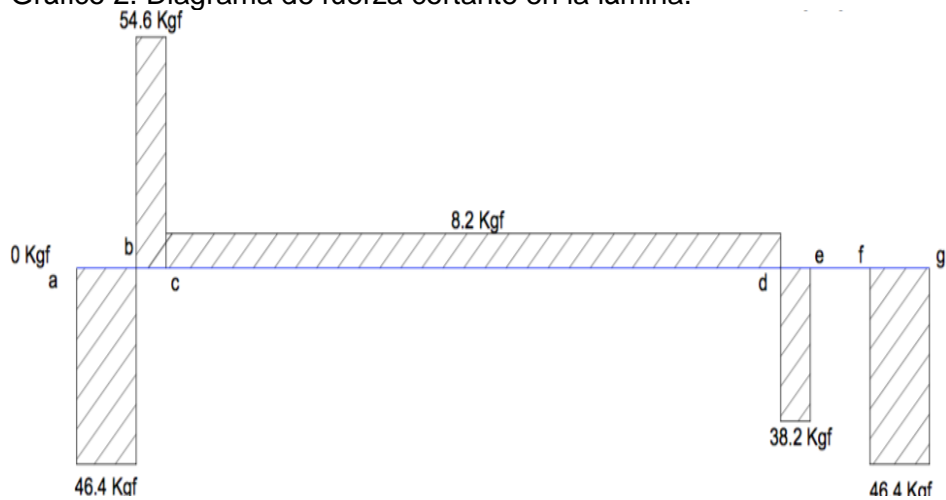
$$Re = 38,2 \text{ kgf}$$

Y de la sumatoria de fuerzas el valor de Rb será

$$Rb = 101 \text{ kgf}$$

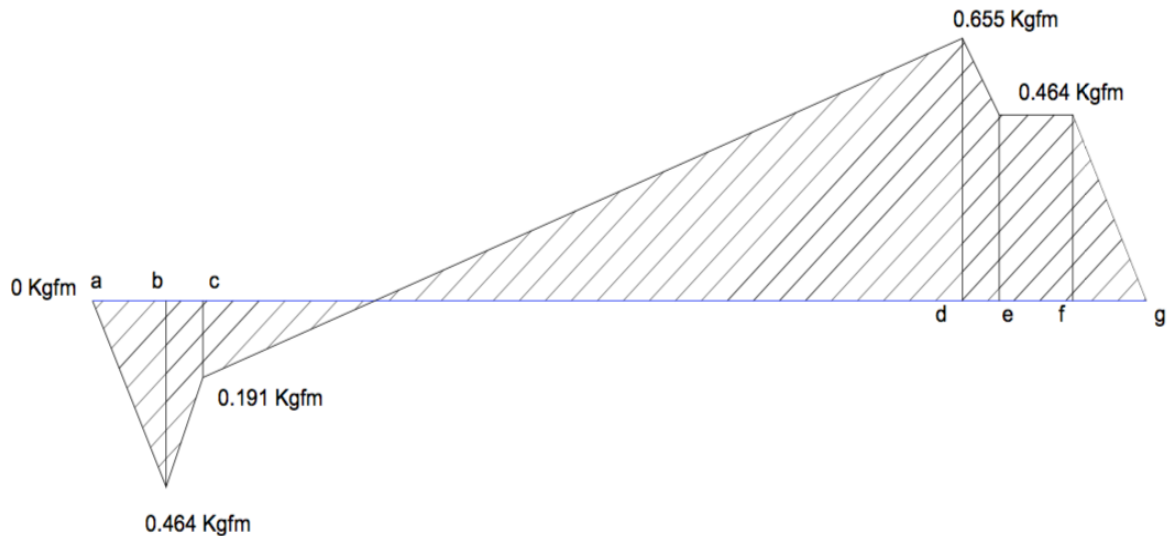
Ahora bien, una vez obtenidas todas las fuerzas que se aplican se realizarán los diagramas de fuerza cortante y momento flector sobre la lámina (gráficos 2 y 3).

Gráfico 2. Diagrama de fuerza cortante en la lámina.



Fuente: elaboración propia

Gráfico 3. Diagrama de momento flector en lámina.



Fuente: elaboración propia

Una vez se obtienen los dos diagramas se determina el valor de la fuerza cortante y el momento flector.

Teniendo el valor de la fuerza cortante se realiza la determinación del esfuerzo cortante, el cual viene dada de la siguiente ecuación:

Ecuación 18. Calculo momento cortante.

$$\tau_{max} = \frac{F_c}{A}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Donde

τ_{max} = Esfuerzo cortante

F_c = Fuerza cortante

A = Área se sección transversal

Siendo el área las dimensiones de la lámina e (espesor de la lámina) a (punto de contacto para el dobléz).

$$A = 1,2 \times 10^{-3} \text{ m} * 5 \times 10^{-3} \text{ m} = 6 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Y reemplazando en la ecuación de esfuerzo cortante se obtuvo:

$$\tau_{max} = \frac{54.6 \text{ kgf}}{6 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 9,100,000 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 92,2 \text{ MPa}$$

Con el valor del momento flector se determina el esfuerzo flexionante de:

Ecuación 19. Cálculo de momento flector.

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

σ_{max} = Esfuerzo flexionante
 c = Centroide del material
 I = Momento de inercia

Que para el momento de inercia sobre la lámina viene dada por la ecuación:

$$I = \frac{a * b^3}{12}$$

Que reemplazando en la ecuación se obtiene:

$$I = \frac{(1.2 \times 10^{-3} \text{ m}) * (5 \times 10^{-3})^3}{12} = 1,25 \times 10^{-11} \text{ m}^4$$

Reemplazando en la ecuación de esfuerzo flexionante se obtiene:

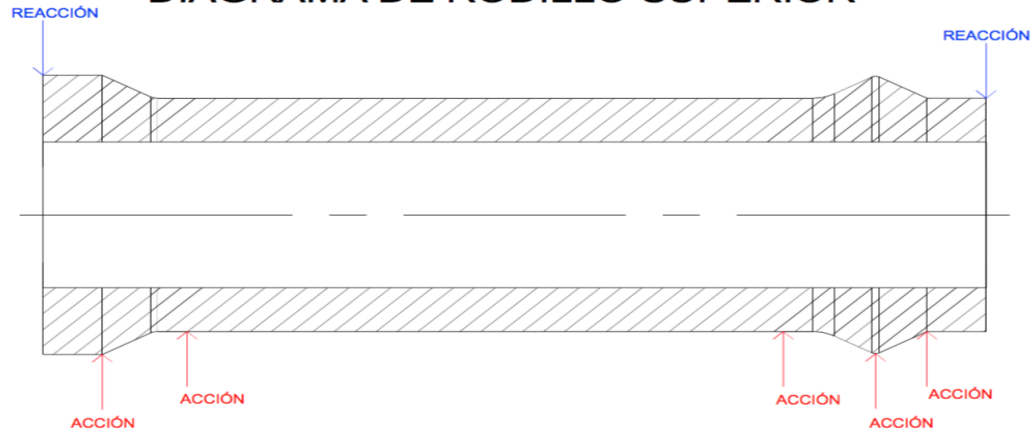
$$\sigma_{max} = \frac{(0,655 \text{ kgf} \cdot \text{m}) * (0,6 \times 10^{-3} \text{ m})}{1,25 \times 10^{-11} \text{ m}^4} = 31,440,000 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{max} = 308,11 \text{ MPa}$$

5.2.9.2 Análisis de cargas en los rodillos. Al igual que se realizó para la lámina se deberá hacer la respectiva ilustración del cuerpo con sus cargas de acción y reacción (imagen 41). También el diagrama de cuerpo libre (gráfico 4).

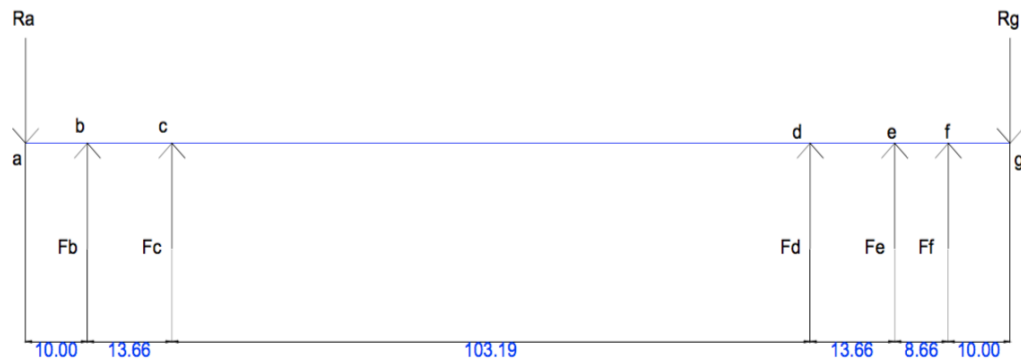
Imagen 41. Detalle del rodillo superior con sus cargas.

DIAGRAMA DE RODILLO SUPERIOR



Fuente: elaboración propia

Gráfico 4. Diagrama de cuerpo libre del rodillo superior.



* Unidades en mm

Fuente: elaboración propia

Donde

$$F_b = F_c = F_d = F_e = F_f = 46,4 \text{ kgf}$$

De ahí se hace la sumatoria de fuerzas en el eje y

$$\sum F_y = 0$$

$$0 = -R_a + F_b + F_c + F_d + F_e + F_f - R_g$$

Luego se determina la sumatoria de momentos en el punto a , para después poder encontrar las reacciones de R_g

$$\sum M_a = 0$$

$$0 = (Fb) * (10 \text{ mm}) - (Fc) * (23,66 \text{ mm}) + (Fd) * (126,85 \text{ mm}) + (Fe) * (140,51 \text{ mm}) + (Ff) * (149,17 \text{ mm}) - (Rg) * (159,17,19 \text{ mm})$$

Entonces despejando Rg de la ecuación:

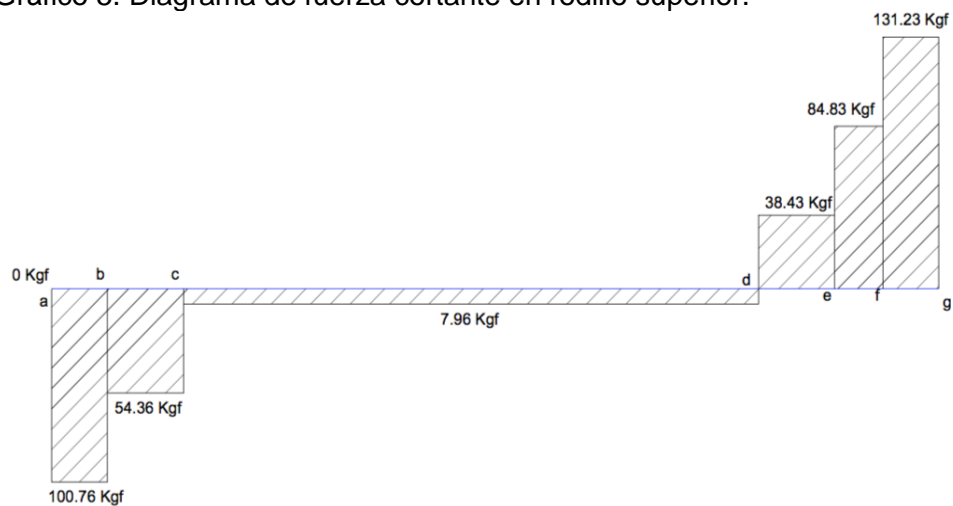
$$Rg = 131,235 \text{ kgf}$$

Y de la sumatoria de fuerzas el valor de Ra será

$$Ra = 100,765 \text{ kgf}$$

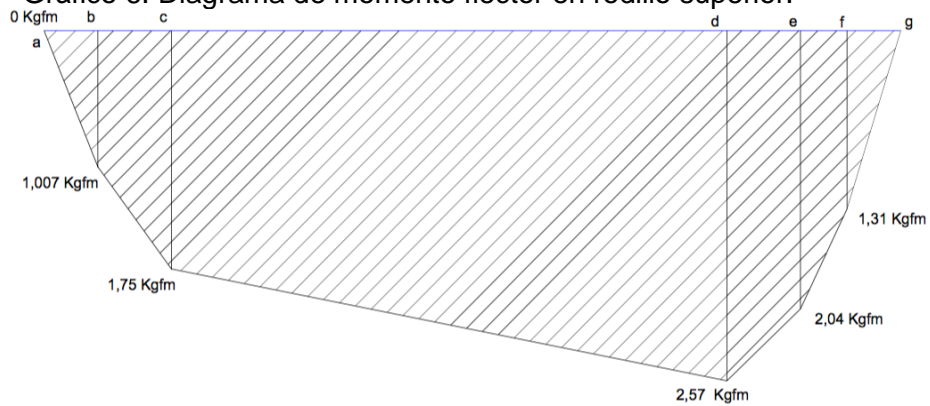
Ahora bien, una vez obtenidas todas las fuerzas que se aplican se realizaran los diagramas de fuerza cortante y momento flector sobre el rodillo superior del mecanismo (gráfico 5 y 6).

Gráfico 5. Diagrama de fuerza cortante en rodillo superior.



Fuente: elaboración propia

Gráfico 6. Diagrama de momento flector en rodillo superior.



Fuente: elaboración propia

Una vez se obtienen los dos diagramas se determina el valor de la fuerza cortante y el momento flector.

Con la obtención del valor de la fuerza cortante se realiza la determinación del esfuerzo cortante, el cual viene dado de la ecuación 18. Para esto el área se obtiene mediante:

$$A = \frac{\pi}{4} * (d_{ext} - d_{int})^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (0,0508 \text{ m} - 0,03175 \text{ m})^2 = 2,85 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Y reemplazando en la ecuación 18:

$$\tau_{max} = \frac{131,325 \text{ kgf}}{2,85 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 460,436 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 4,51 \text{ MPa}$$

Con el valor del momento flector y el momento de inercia, donde m corresponde a la masa del rodillo tomada del software Inventor.

$$I = \frac{1}{2} * m * (r_1^2 + r_2^2)$$

que para este caso equivale a:

$$I = \frac{1}{2} * (2,234 \text{ kgf}) * ((0,015875 \text{ m})^2 + (0,0254 \text{ m})^2) = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

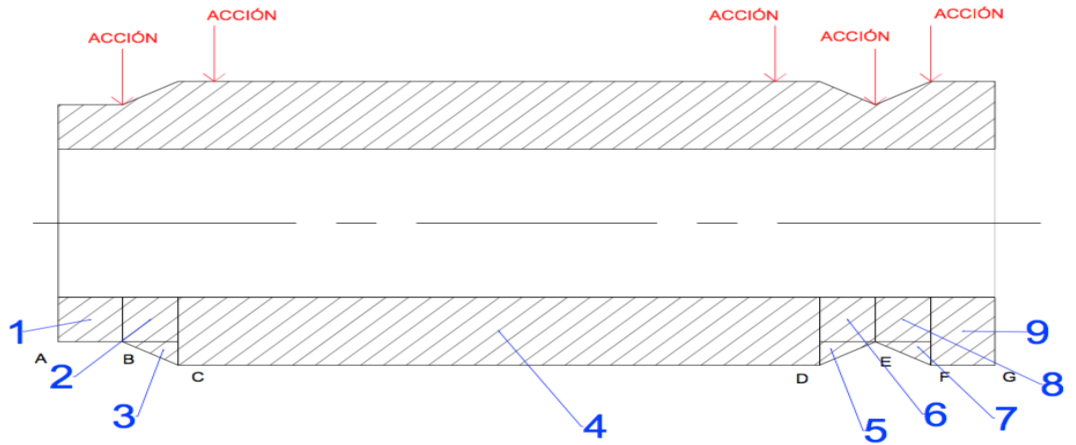
Se reemplaza en la ecuación 19 para obtener:

$$\sigma_{max} = \frac{(2,572 \text{ kgf} \cdot \text{m}) * (0,015875 \text{ m})}{1 \times 10^{-3} \text{ m}^4} = 40,74 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{max} = 399,68 \text{ Pa}$$

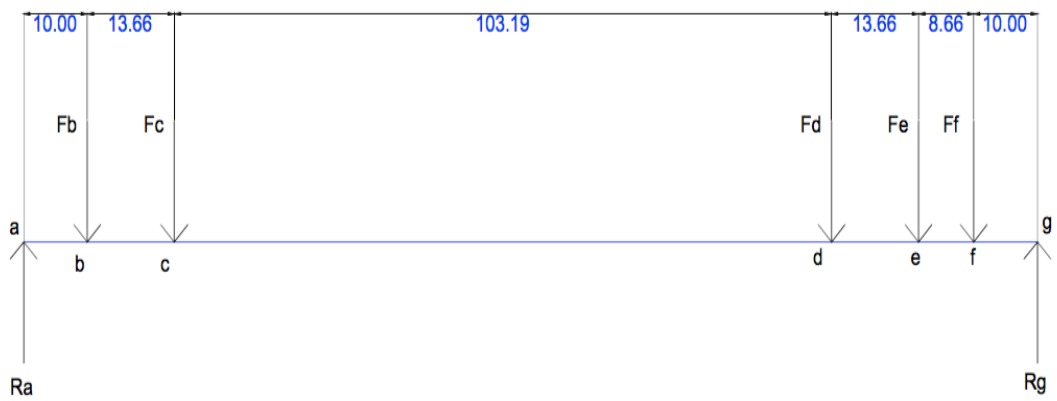
Una vez ha sido calculado el valor de las cargas y los esfuerzos en el rodillo superior, se procede a hacer la determinación de los mismos valores para el inferior. Pero al conocerse que por cada acción se presenta una reacción (imagen 42), para el caso del rodillo inferior se presentará la misma magnitud de las cargas que se han generado por el superior y por ende solo cambiara la dirección de las fuerzas haciendo un equilibrio entre los dos (gráfico 7). A continuación, se mostrarán los diagramas del rodillo inferior con sus cargas y reacciones generadas (gráficos 8 y 9).

Imagen 42. Detalle del rodillo inferior con sus cargas.



Fuente: elaboración propia

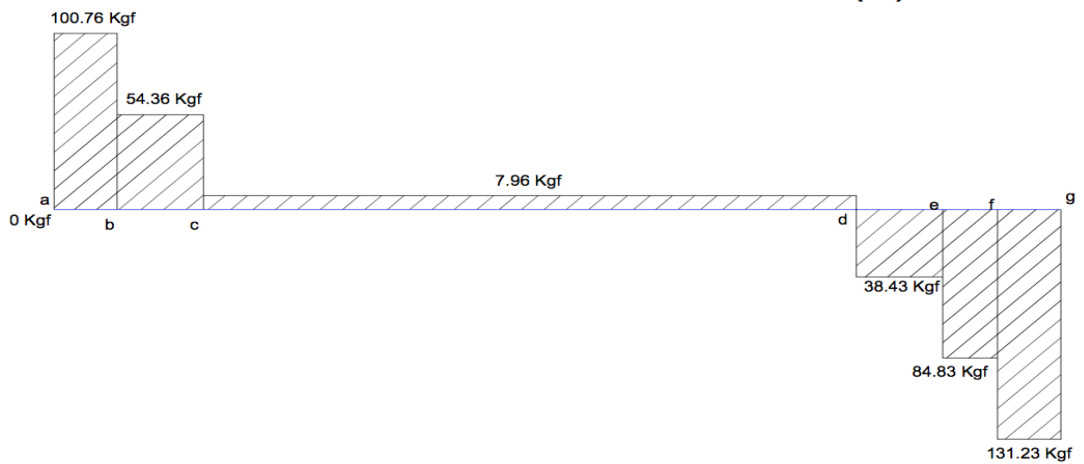
Gráfico 7. Diagrama de cuerpo libre del rodillo inferior.



* Unidades en mm

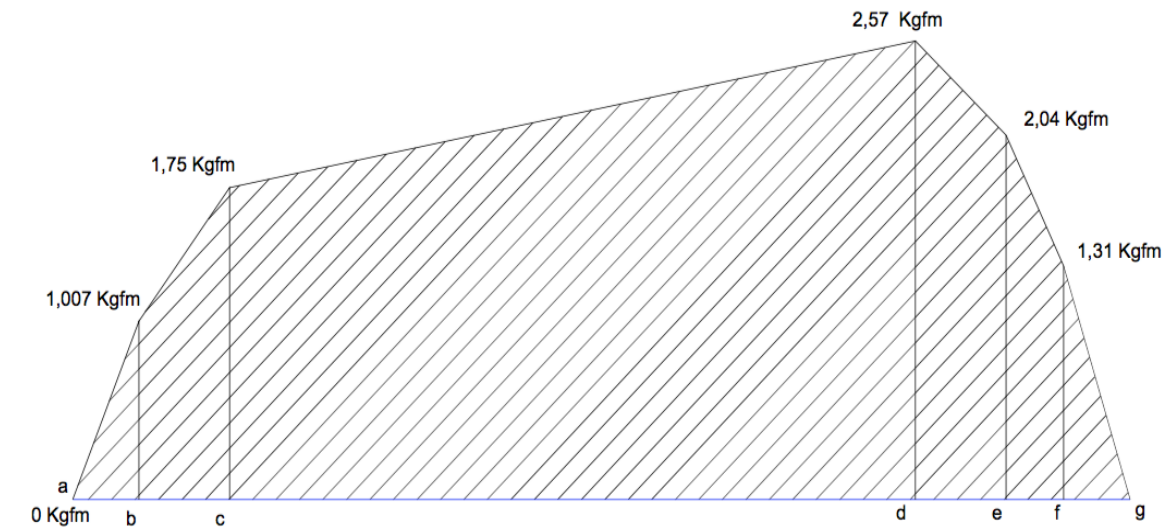
Fuente: elaboración propia

Gráfico 8. Diagrama de fuerza cortante en rodillo inferior.



Fuente: elaboración propia

Gráfico 9. Diagrama de momento flector en rodillo superior.



Fuente: elaboración propia

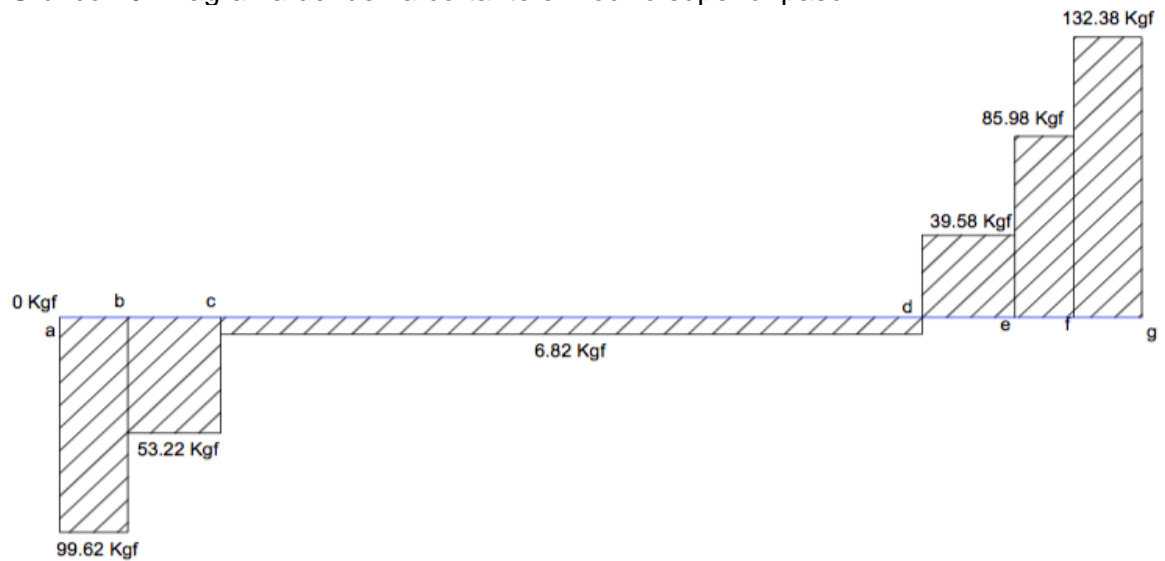
Dónde:

$$\tau_{max} = 4,51 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 399,68 \text{ Pa}$$

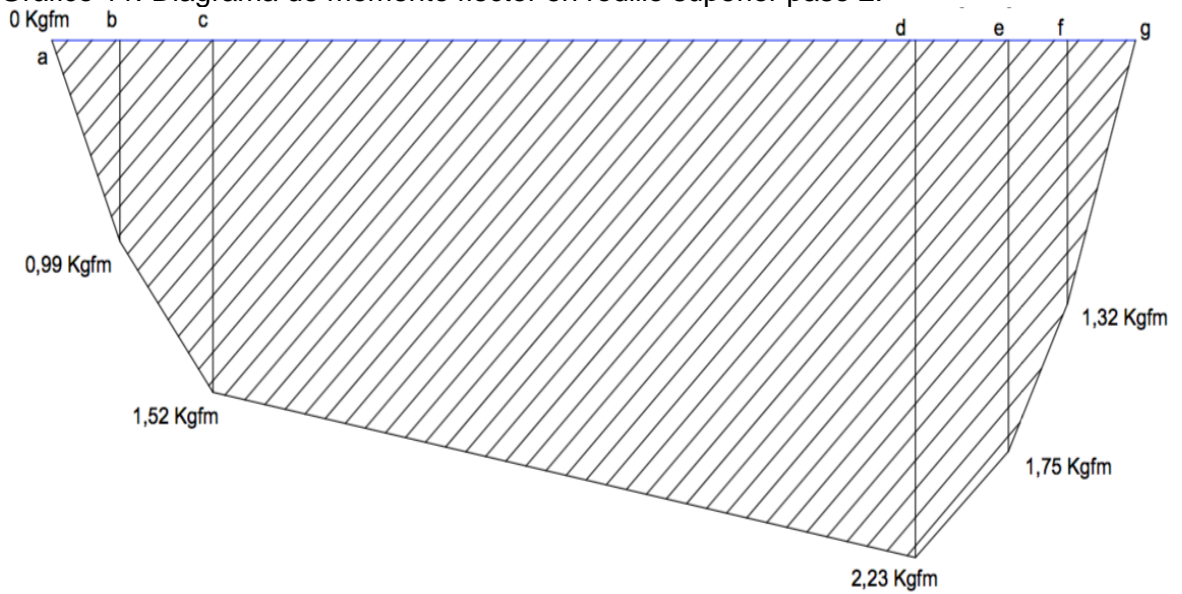
Ahora se mostrarán los diagramas de fuerza cortante y momento flector de los siguientes dos pasos de rodillos para la conformación del grafado tanto para el superior como para el inferior (gráficos 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16 y 17).

Gráfico 10. Diagrama de fuerza cortante en rodillo superior paso 2.



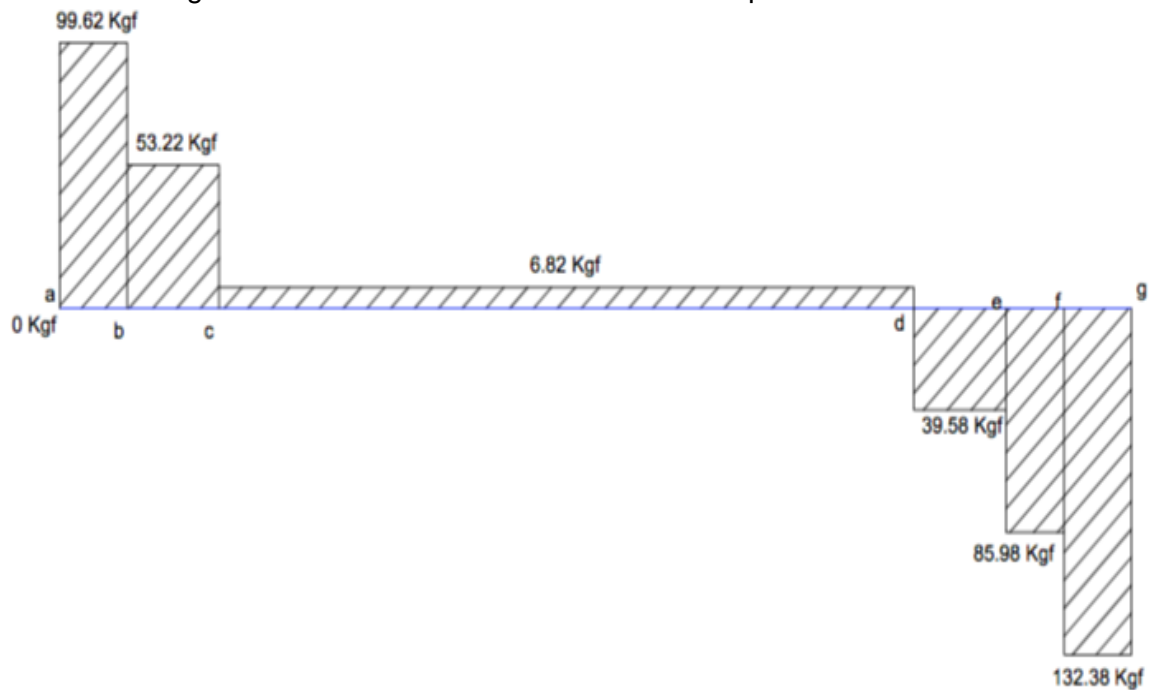
Fuente: elaboración propia

Gráfico 11. Diagrama de momento flector en rodillo superior paso 2.



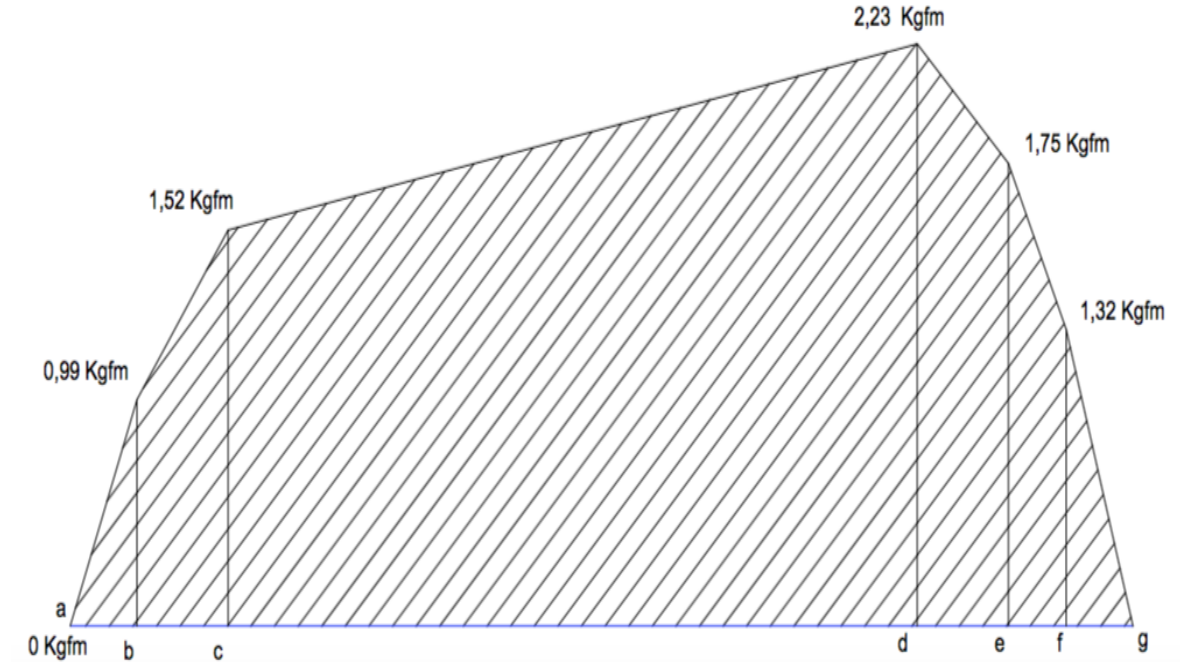
Fuente: elaboración propia

Gráfico 12. Diagrama de fuerza cortante en rodillo inferior paso 2.



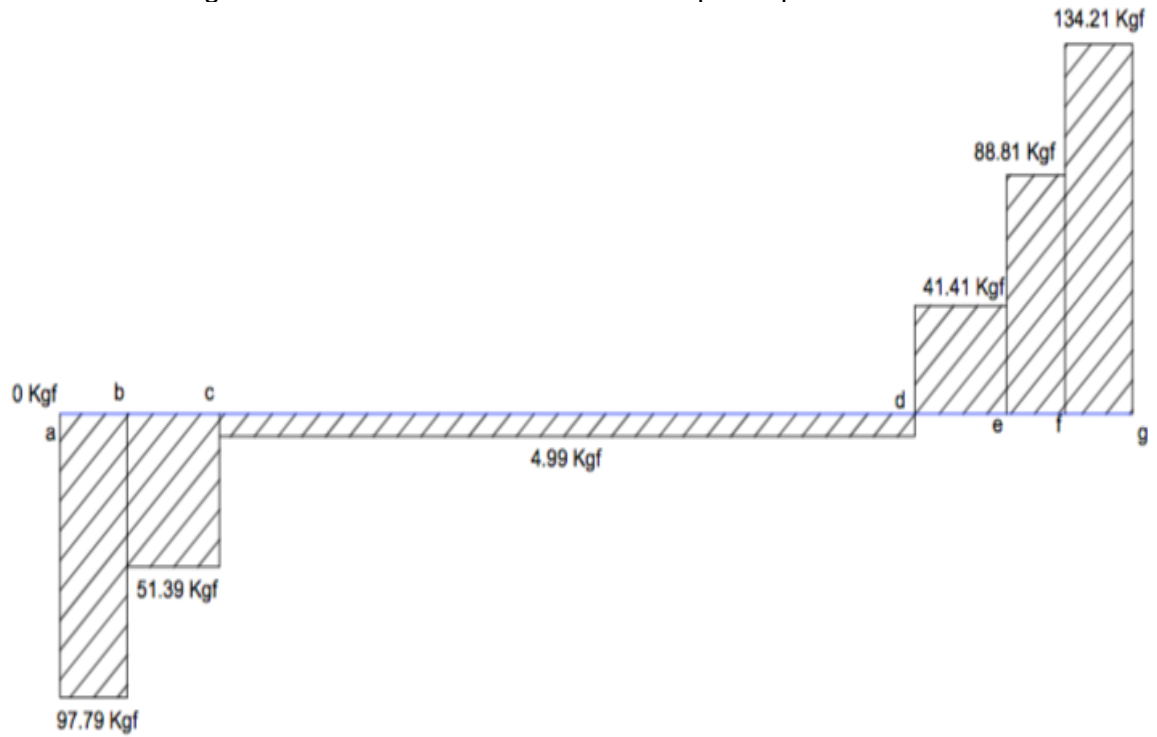
Fuente: elaboración propia

Gráfico 13. Diagrama de momento flector en rodillo inferior paso 2.



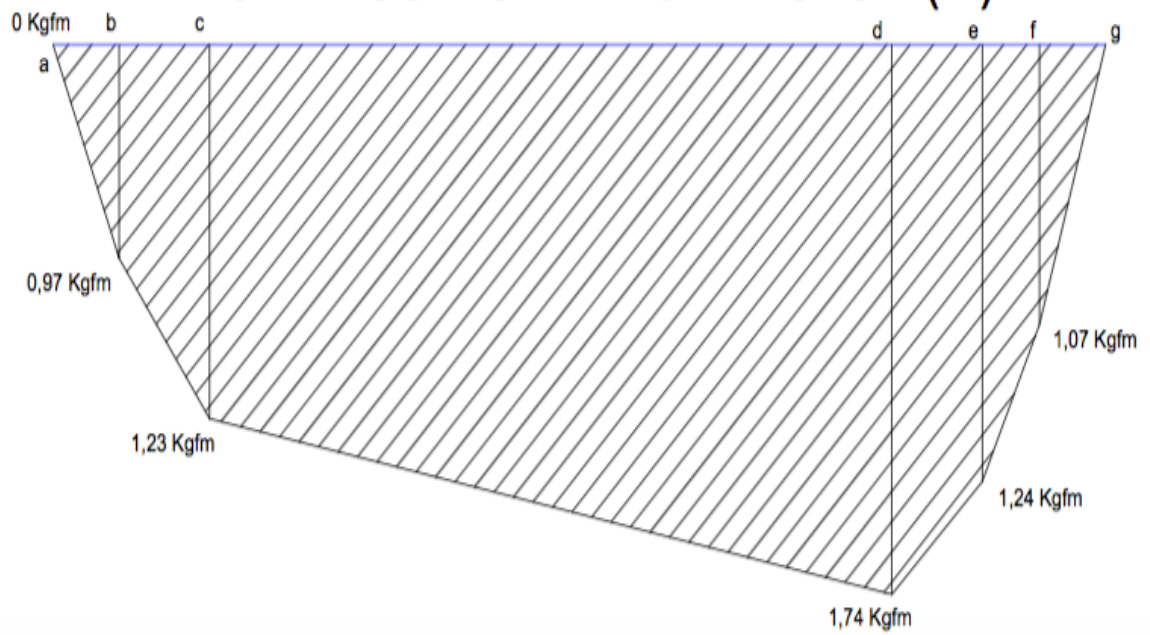
Fuente: elaboración propia

Gráfico 14. Diagrama de fuerza cortante en rodillo superior paso 3.



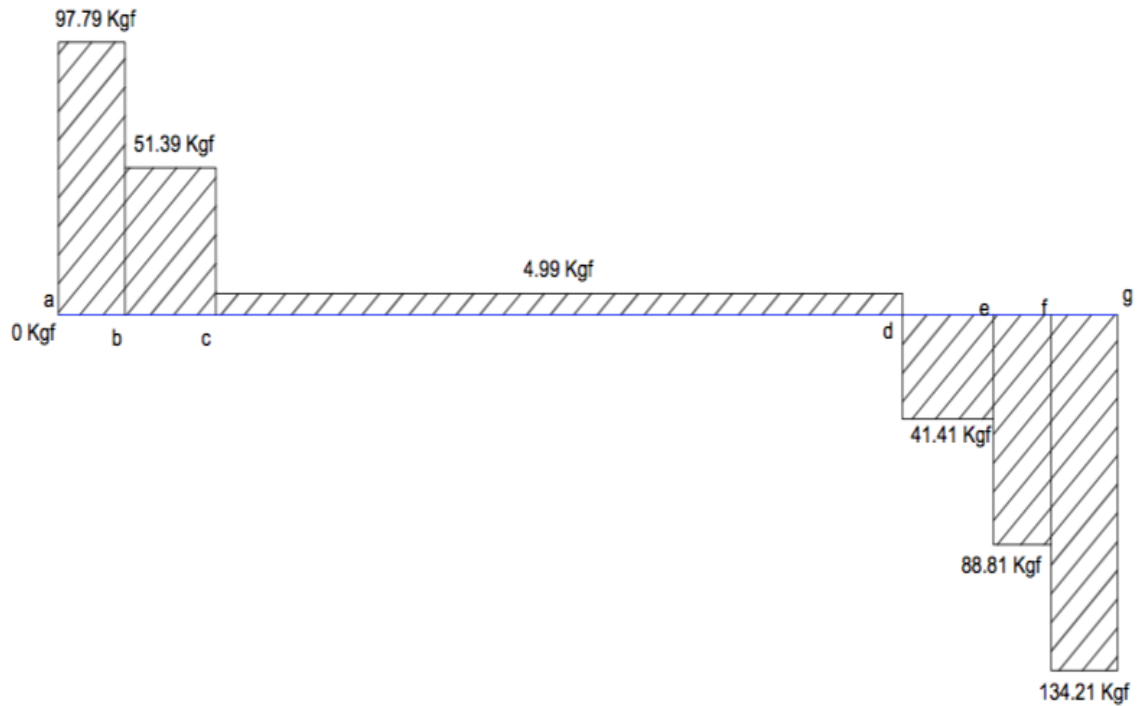
Fuente: elaboración propia

Gráfico 15. Diagrama de momento flector en rodillo superior paso 3.



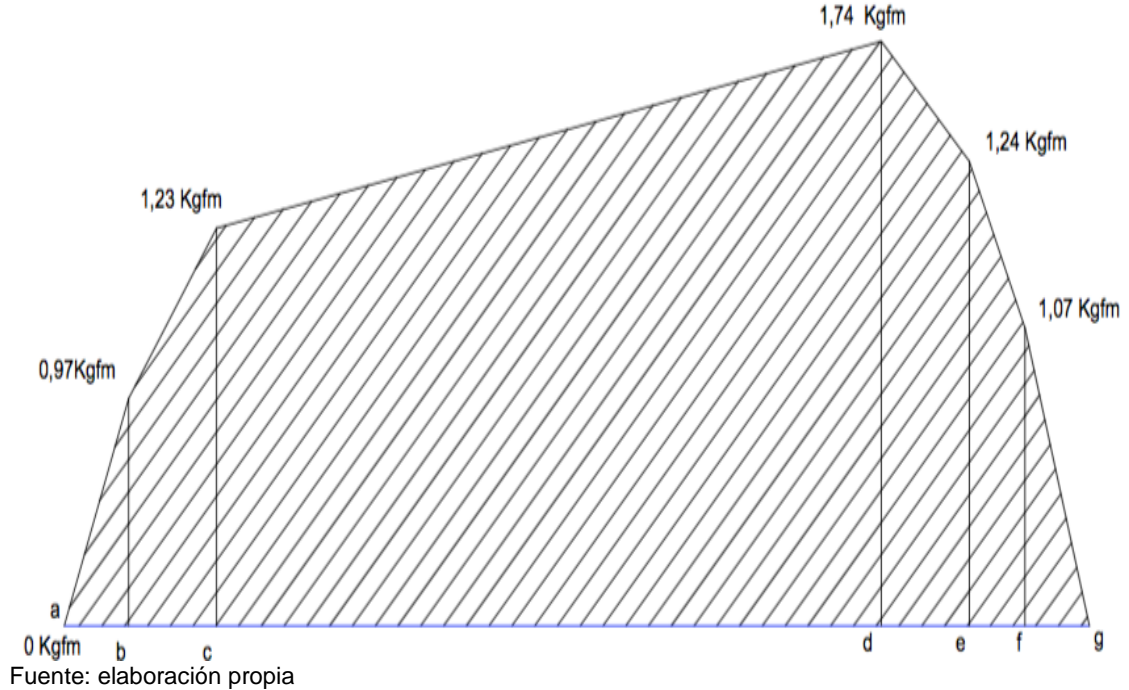
Fuente: elaboración propia

Gráfico 16. Diagrama de fuerza cortante en rodillo inferior paso 3.



Fuente: elaboración propia

Gráfico 17. Diagrama de momento flector en rodillo inferior paso 3.



5.2.9.3 Análisis de cargas en eje. Para el análisis de las cargas del eje se tiene en cuenta los siguientes datos de entrada que se hará referencia:

- Potencia= 4,47 hp
- Velocidad= 351,6 rpm
- Material= AISI SAE 1045
- $S_y = 60$ ksi
- $S_u = 95$ ksi

En donde se utiliza este material debido a sus valores de esfuerzo de fluencia y esfuerzo ultimo son suficientes para las cargas a las que se encontraran sometidos los ejes del sistema de perfilado. También debido a la experiencia evidenciada por parte de los operarios en cuanto al manejo de ejes fabricados en este material y sus debidos tratamientos térmicos aplicados a estos.

5.2.9.4 Resistencia a la fatiga ($S'n$). Para la determinación de la resistencia a la fatiga se encuentra dada por la siguiente ecuación:

Ecuación 20. Determinación resistencia a la fatiga.

$$S'n = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s$$

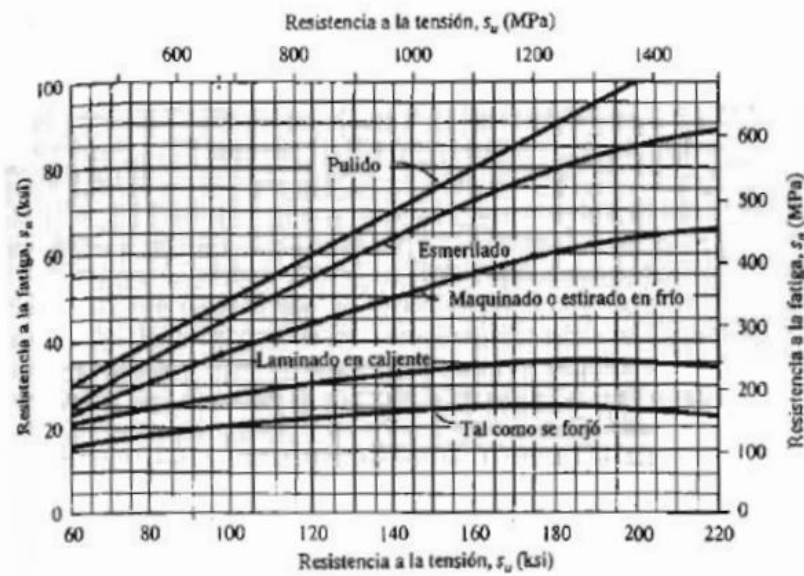
Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Donde

- Sn=Resistencia a la fatiga
- Cm=Factor de material
- Cst=Factor tipo de esfuerzo
- Cr=Factor de confiabilidad
- Cs=Factor de tamaño

Que para la determinación de **Sn** se recurre a la siguiente gráfica:

Imagen 43. Relación resistencia a la tensión Su con acabado del material.



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Ahora para definir el factor **Cm**, se hará referencia en el siguiente listado que para el caso del eje es un acero forjado.

Tabla 21. Listado de factor de material.

		Hierro colado	
Acero Forjado	Cm=1.00	maleable	Cm=0.80
Acero colado	Cm=0.80	Hierro colado gris	Cm=0.70
Acero pulverizado	Cm=0.76	Hierro colado dúctil	Cm=0.66

Fuente: elaboración propia Tomado: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Para la determinación del factor **Cst** se utiliza un factor de 1.0 para una carga flexionante que se presenta en el eje.

Para el factor **CR** se selecciona de la tabla 22 que para el caso se definió una 0,99 para lograr hallar este factor:

Tabla 22. Factor de confiabilidad.

Confiabilidad CR	
0.5	1.0
0.9	0.9
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: elaboración propia Tomado de MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Por último, el valor del factor **Cs** se determina de acuerdo con la tabla 23:

Tabla 23. Factor de tamaño.

Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$Cs = 1.0$
$0.30 \leq D \leq 2.0$	$Cs = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$Cs = 0.859 - 0.02125D$

Fuente: elaboración propia Tomado de MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Y debido a que los diámetros están comprendidos entre 0,3 y 2,0 in se calcula con la ecuación:

$$Cs = (D/0,3)^{-0.11}$$

Y para el valor de diámetro calculado anteriormente relacionado en la tabla 14 se obtiene un factor de:

$$Cs = \left(\frac{1.25}{0,3}\right)^{-0.11} = 0,8547$$

Una vez se determinó cada uno de los factores se procede a reemplazar en la ecuación y se obtiene:

$$S'n = 44 \text{ Ksi} * 1 * 1 * 0,81 * 0,8547 = 31,96 \text{ ksi}$$

5.2.9.5 Torque y fuerza torsional. Este es importante para poder conocer las cargas que generan los accesorios sobre los ejes de sistema de transmisión. Dicho esto, se calcula el torque por medio de la siguiente ecuación:

$$T = 63.000 * \frac{P}{n}$$

Donde

T= Torque kgf.m

P=Potencia en hp (basado en los datos para el paso 3 y 4 relacionado en la tabla 20)

n= velocidad en rpm

Que por medio de la siguiente tabla se relacionan los pasos 3 y 4 del sistema de perfilado y grafado obteniendo:

Tabla 24. Potencia sistema de perfilado.

Símbolo	Descripción	Magnitud
T total	Torque total (Kgf*m)	3,54
RPM	Velocidad angular (rpm)	351,36
P perfilado	Potencia perfilado (hp)	1,67

Fuente: elaboración propia

Y reemplazando

$$T = 63.000 * \frac{1,6659 \text{ hp}}{353,8 \text{ rpm}} = 296,64 \text{ lb. in} = 3,54 \text{ kgf. m}$$

Luego teniendo el valor del torque, se puede realizar la determinación de la fuerza transmitida al eje que viene de la ecuación:

$$Fca = \frac{T}{Rp}$$

Donde

T=Torque

Rp=Radio de paso de la Catarina (imagen 38)

Que reemplazando en la ecuación se obtiene

$$Fca = \frac{3,54 \text{ kgf} \cdot \text{m}}{0,0127 \text{ m}} = 269,63 \text{ kgf}$$

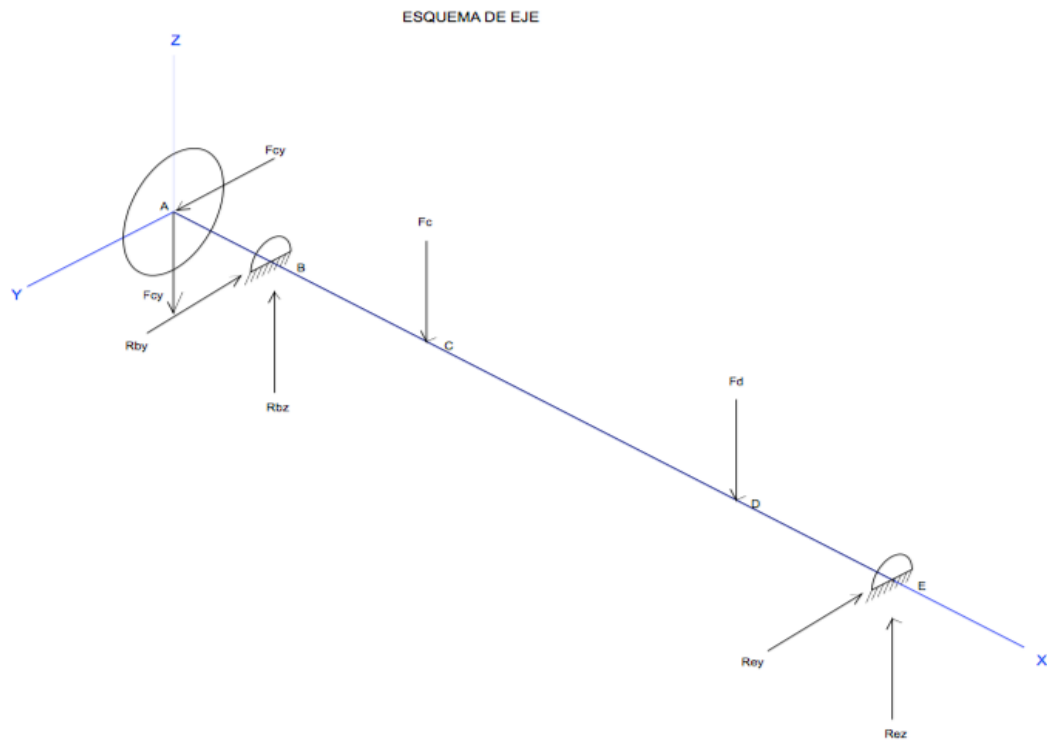
De ahí se hallan las componentes tanto en x como en y, donde se obtuvo un valor de 53.13 ° teniendo en cuenta una distancia x de 120.41 mm y una distancia en y de 192 mm.

$$Fcacx = 269,63 \text{ kgf} * \cos(53,13^\circ) = 161,77 \text{ kgf}$$

$$Fcacx = 269,63 \text{ kgf} * \sin(53,13^\circ) = 215,7 \text{ kgf}$$

Una vez obtenidas todas las reacciones se realiza un esquema del eje con sus accesorios de transmisión de potencia (imagen 44).

Imagen 44. Esquema eje.

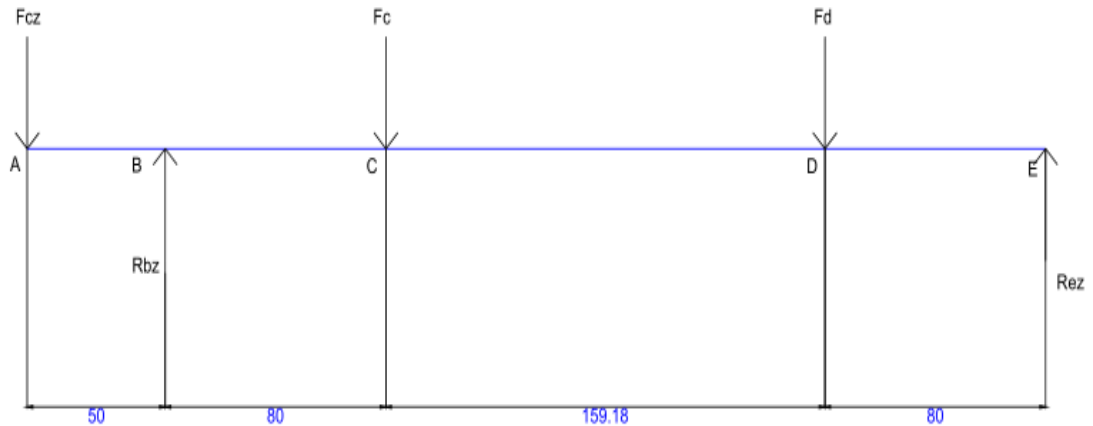


Fuente: elaboración propia

Con el esquema del eje se procede a hacer el respectivo análisis de cargas para determinar los esfuerzos presentes para el eje (gráfico 18).

Gráfico 18. Diagrama de cuerpo libre eje X-Z.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE X-Z



Fuente: elaboración propia

Ya con el diagrama de cuerpo libre se hace el cálculo de las cargas presentes en el eje en donde conocemos las siguientes fuerzas:

$F_c = 100,765 \text{ kgf}$
 $F_d = 131,235 \text{ kgf}$
 $F_{cz} = 215,7 \text{ kgf}$

$$\sum F_z = 0$$

$$0 = -F_{cz} - R_{bz} - F_c - F_d + R_{ez}$$

Con las cargas ya descritas en la sumatoria de fuerzas, se inicia con la sumatoria de momentos en el punto b

$$\sum M_b = 0$$

$$0 = (-F_{cz}) * (-50 \text{ mm}) + (-F_c) * (80 \text{ mm}) + (-F_d) * (239.17 \text{ mm}) + (R_{ez}) * (319.17 \text{ mm})$$

Que despejando la fuerza R_{ez} da un valor de

$$R_{ez} = 89,8 \text{ kgf}$$

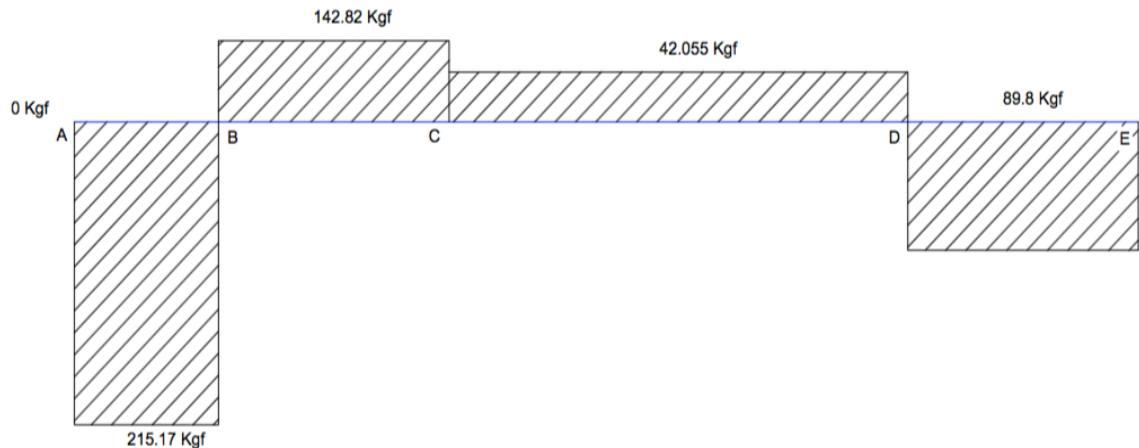
Y para el valor de la fuerza R_{bz} se da una magnitud de

$$R_{bz} = 357,99 \text{ kgf}$$

Con esto se hace la determinación del diagrama de fuerza cortante presente para el eje (gráfico 19).

Gráfico 19. Diagrama de fuerza cortante eje X-Z.

GRÁFICO FUERZA CORTANTE (V)



Fuente: elaboración propia

Ahora se podrá determinar el valor del esfuerzo cortante que viene dado de la ecuación 18:

$$T_{max} = \frac{215,7 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} * 0,0254 \text{ m}^2}$$

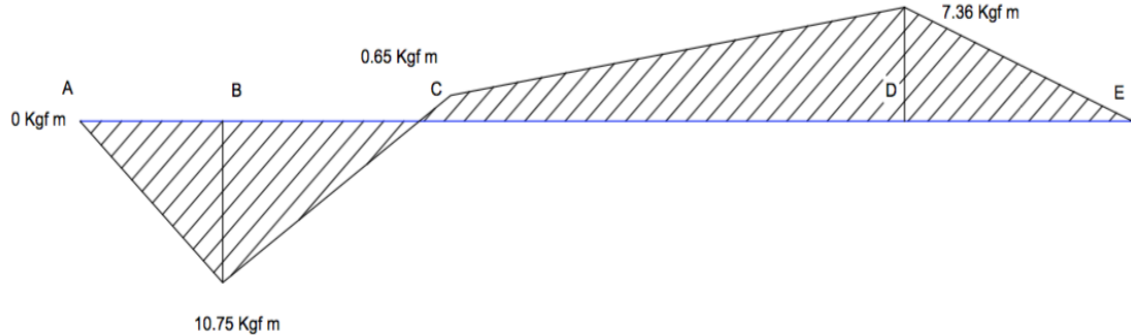
$$T_{max} = 425,689 \text{ kgf/m}^2$$

$$T_{max} = 4,17 \text{ MPa}$$

Luego se procede a realizar el diagrama de momento flector del eje (gráfico 20).

Gráfico 20. Diagrama de momento flector eje X-Z.

GRÁFICO MOMENTO FLECTOR (M)



Fuente: elaboración propia

Y de ahí se determina el esfuerzo máximo por medio de la ecuación 19:

$$\sigma_{max} = \frac{(10,75 \text{ kgf} \cdot \text{m}) * (0,0127 \text{ m})}{\frac{1}{4} \pi * (0,0127 \text{ m})^4}$$

$$\sigma_{max} = 6,682,014 \text{ kgf/m}^2$$

$$\sigma_{max} = 65,55 \text{ MPa}$$

Luego para los ejes x-y se realiza el respectivo diagrama de cuerpo libre en donde se conocen las siguientes fuerzas (gráfico 21). Teniendo $F_{cy}=161,77 \text{ kgf}$.

Gráfico 21. Diagrama de cuerpo libre eje X-Y.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE X-Y



Fuente: elaboración propia

Con el diagrama se hace la sumatoria de fuerzas en **y** para determinar las incógnitas que no se conocen.

$$\sum Fy = 0$$

$$0 = -Fcy + Rby - Rey$$

Y luego se hará la sumatoria de momentos en **b**:

$$\sum Mb = 0$$

$$0 = (-Fcy) * (-50 \text{ mm}) - (-Rey) * (319,17 \text{ mm})$$

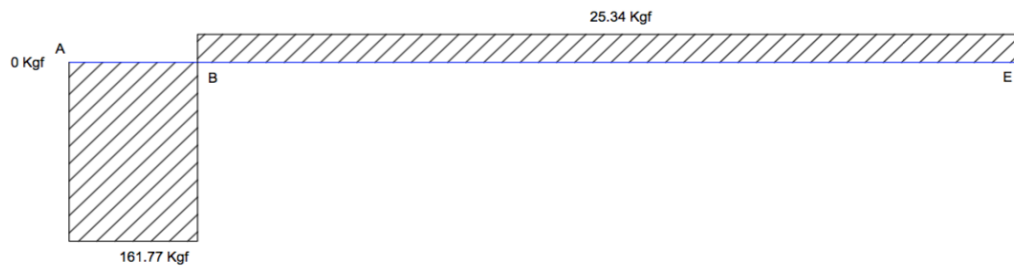
$$Rey = \frac{(-455,7 \text{ kgf}) * (-0,05 \text{ m})}{0,319 \text{ m}}$$

$$Re = -25,34 \text{ kgf}$$

Que, reemplazando este valor en la sumatoria de fuerzas, el valor de **Rby** resulta ser

$$Rby = 187,11 \text{ kgf}$$

Gráfico 22. Diagrama de fuerza cortante de eje X-Y.



Fuente: elaboración propia

Ahora se desarrollará el valor del esfuerzo cortante tomado del valor máximo del gráfico 22.

$$\tau_{max} = \frac{161,77 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} * 0,0254 \text{ m}^2}$$

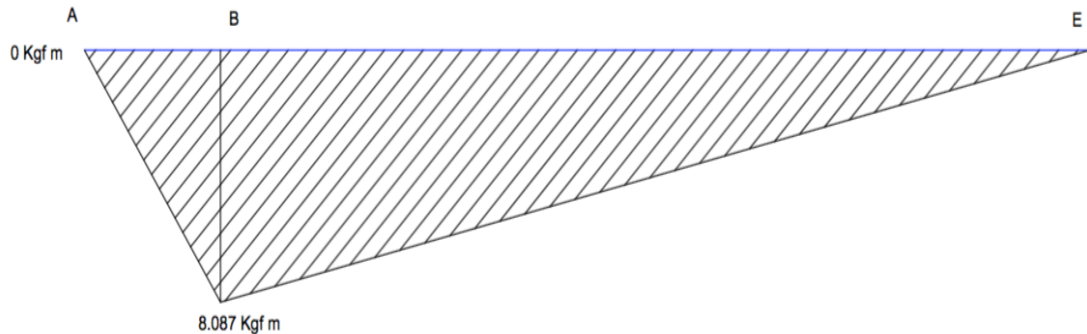
$$\tau_{max} = 319,257 \text{ kgf/m}^2$$

$$\tau_{max} = 3,131 \text{ MPa}$$

Y a continuación, se lleva a cabo el diagrama de momento flector presente en el eje para las coordenadas x-y (gráfico 23).

Gráfico 23. Diagrama de momento flector de eje X-Y.

GRÁFICO MOMENTO FLECTOR (M)



Fuente: elaboración propia

$$\sigma_{max} = \frac{(8,087 \text{ kgf} \cdot \text{m}) * (0,0127 \text{ m})}{\frac{1}{4} \pi * (0,0127 \text{ m})^4}$$

$$\sigma_{max} = 5,026,739 \text{ kgf/m}^2$$

$$\sigma_{max} = 49,31 \text{ MPa}$$

5.2.9.6 Determinación factor de seguridad. Una vez se obtienen los valores de esfuerzo cortantes y flectores se realiza el cálculo del factor de seguridad teniendo en cuenta los diámetros con los que debe contar el eje en el esfuerzo máximo calculado. Para lograr el cálculo se referencia la siguiente ecuación:

Ecuación 21. Determinación factor de seguridad en el eje.

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt M}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Donde

N= Factor de seguridad

Kt= Factor concentrador de esfuerzo

M= Momento flector lb.in

S_n= Resistencia a la fatiga psi

T= Toque sobre el eje lb.in

S_y= Limite de fluencia psi

Entonces se determina el valor de seguridad para un diámetro de 1 in que es el punto donde se está presentando el máximo esfuerzo.

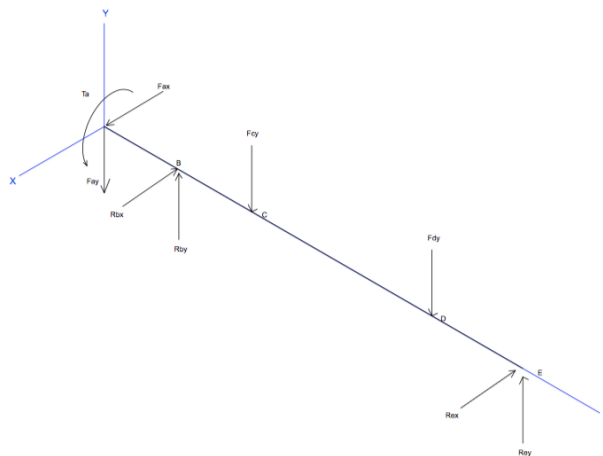
$$1 \text{ in} = \left[\frac{32 (N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1.5 * 933,05 \text{ lb. in}}{31.960 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{296,64 \text{ lb. in}}{83.000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$N = 2,23$$

5.2.9.7 Teoría de falla. Para la determinación de los esfuerzos presentes dentro de un cuerpo debido a las cargas que están aplicadas sobre este, se debe iniciar con un análisis del estado en el que está en el último paso de deformación de los pliegues que es previo al que realiza el grafado. Para lograr esto, se determinará por la teoría de distorsión para esfuerzos cortantes, normales o combinados de materiales dúctiles hallando el valor del esfuerzo de Von Mises y por ende poder hallar el valor del factor de seguridad.

A continuación, se mostrará el estado de cargas que se encuentran presentes para el eje (gráfico 24).

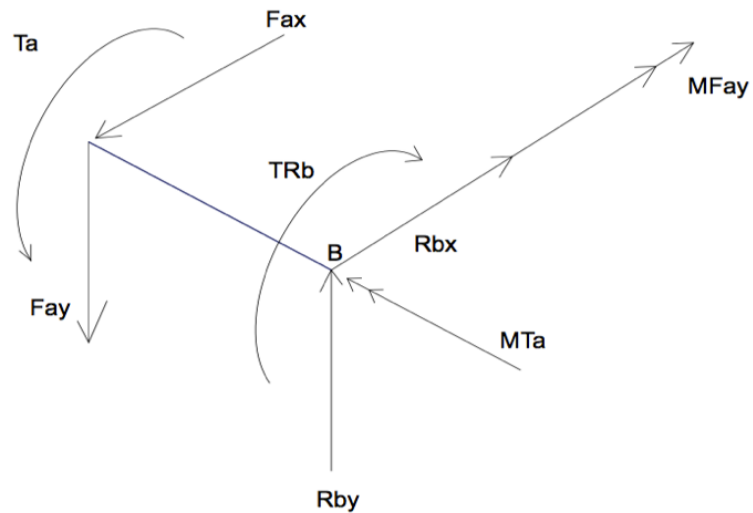
Gráfico 24. Estado de cargas en el eje.



Fuente: elaboración propia

Y de ahí se hace el corte desde el punto B en donde encontramos el siguiente análisis de reacciones que se presentan en el corte (gráfico 25).

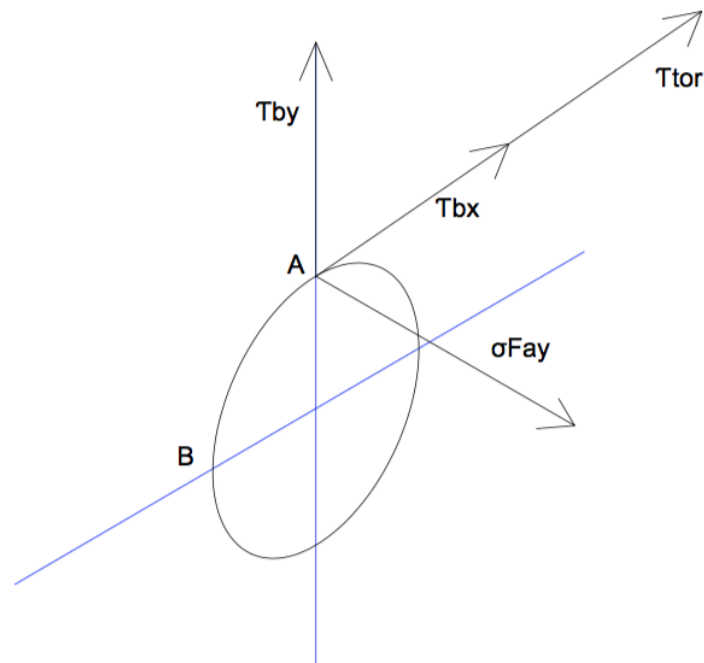
Gráfico 25. Reacciones sobre el corte.



Fuente: elaboración propia

Una vez se tienen estas reacciones se procede a realizar un análisis sobre la cara donde se hizo el corte determinando los esfuerzos normales y cortantes de las reacciones anteriormente mostradas en el gráfico 26.

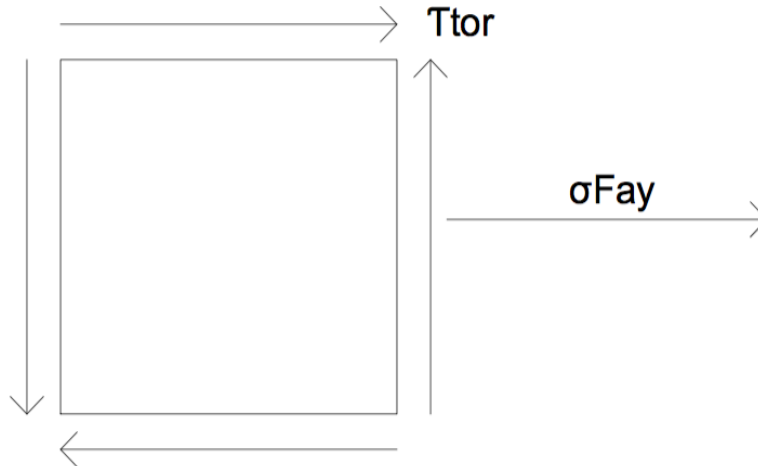
Gráfico 26. Esfuerzos normales y cortantes en la sección cortada.



Fuente: elaboración propia

Ahora se hace un análisis de la dirección de los esfuerzos en una parte de la sección cortada (gráfico 27) donde se obtiene:

Gráfico 27. Esfuerzos normales y cortantes en una sección del corte.



Fuente: elaboración propia

Con el análisis detallado de las cargas y esfuerzos presentes sobre la sección estudiada se hará el respectivo cálculo de los esfuerzos respecto a los diagramas 26 y 27.

Con esto, basado en los valores del análisis de cargas sobre el eje realizados en la sección 5.2.9.5 se hallaron los siguientes datos:

$$T_{by} = 4,17 \text{ MPa.}$$

$$T_{bx} = 3,13 \text{ MPa}$$

Ahora para la determinación del T_{tor} se tiene en cuenta de la siguiente ecuación teniendo en cuenta el torque producido para este eje será el triple debido a que este hará la función de jalar el fleje metálico hacia el paso del sistema de rodillos del grafado:

$$T_{tor} = \frac{(6,84 \text{ kgf} \cdot \text{m}) * (0,0127 \text{ m})}{\frac{\pi}{4} * (0,0127 \text{ m})^4} = 4,256,972 \text{ kgf/m}^2$$

$$T_{tor} = 41,76 \text{ MPa}$$

Y para el valor del esfuerzo normal a flexión se da mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 22. Determinación esfuerzo normal a flexión.

$$\sigma_f = \left(\frac{M1}{I}\right) * r \sin \varphi + \left(\frac{M2}{I}\right) * r \cos \varphi$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Donde M1 y M2 son los momentos obtenidos del análisis de cargas en los respectivos ejes.

Y de ahí se hará el respectivo cálculo de los esfuerzos dentro de los puntos A y B del grafico 26 desde 0° a 90° y así determinar el valor máximo del esfuerzo normal. Con esta fórmula se determinó que el valor máximo de del esfuerzo se presentó con un ángulo de 37°, el cual se representa al reemplazar los valores en la ecuación.

$$\sigma_f = \left(\frac{8,087 \text{ kg.m}}{2,0431 \times 10^{-8} \text{ m}^4}\right) * (0,0127 \text{ m}) \sin 37^\circ + \left(\frac{10,75 \text{ kg.m}}{2,0431 \times 10^{-8} \text{ m}^4}\right) * (0,0127 \text{ m}) \cos 37^\circ$$

Obteniendo

$$\sigma_f = 41,98 \text{ MPa}$$

Ahora bien, con los valores anteriormente calculados se hará la determinación de los esfuerzos cortantes en x donde $T_x = T_{bx} + T_{tor}$ y de ahí se halla el valor del esfuerzo cortante resultante dado de la ecuación que se muestra a continuación:

$$T_{total} = \sqrt{(T_{bx} + T_{tor})^2 + (T_{by})^2}$$

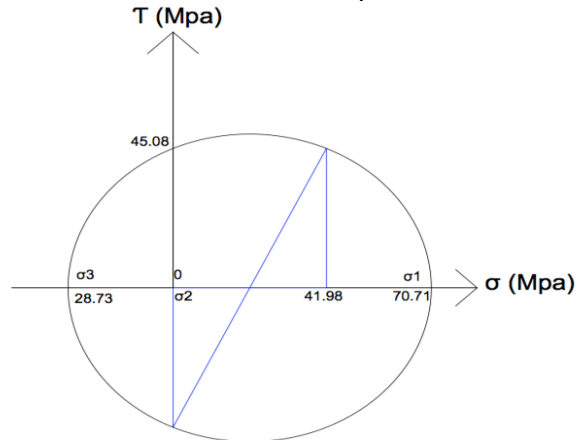
donde

$$T_{total} = \sqrt{(3,131 \text{ MPa} + 41,76 \text{ MPa})^2 + (4,17 \text{ MPa})^2}$$

$$T_{total} = 45,08 \text{ MPa}$$

Luego teniendo todos los datos de los esfuerzos normales y cortantes de la sección se utilizará el circulo de Morh para poder hallar los esfuerzos principales donde se relacionan los esfuerzos normales en la componente X y los cortantes en la Y.

Gráfico 28. Circulo de Morh para los esfuerzos.



Fuente: elaboración propia

Donde se hallaron los valores de los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = 70.71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = 28.73 \text{ MPa}$$

Teniendo los valores de los esfuerzos principales se procede a calcular el esfuerzo de Von Mises

Ecuación 23. Determinación esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 * \sigma_3 + \sigma_3^2}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(70.71 \text{ MPa})^2 - (70.71 \text{ MPa}) * (28.73 \text{ MPa}) + (28.73 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{VM} = 61.59 \text{ MPa}$$

Luego de haber obtenido el valor del esfuerzo de Von Mises se determina el factor de seguridad que se da por:

$$F.S = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{VM}}$$

Dando así un valor de 6,7

$$F.S = \frac{413 \text{ MPa}}{61,59 \text{ MPa}} = 6,7$$

Con este factor de seguridad se garantiza que las otras líneas de ejes van a funcionar de la manera adecuada debido a que en el caso del tercer al ser sometido a la mayor carga cumple con los factores requeridos para el diseño.

Ahora, se hará un análisis de resistencia a la fatiga del eje por medio de la teoría de Goodman que es para ejes rotatorios debido a que con este se logrará determinar el valor más preciso de la resistencia de acuerdo a que con esta teoría se han logrado obtener bastantes datos experimentales para este tipo de resistencia. Pero para la resolución por esta teoría se estima un número de ciclos infinita para el eje.

Teniendo en cuenta lo anteriormente dicho, se deberá evaluar los valores máximos y mínimos de los esfuerzos presentes para el elemento. En este caso el esfuerzo máximo será el valor resultante de los aplicados en el eje por medio de las componentes X-Z y Y-Z donde que para la teoría anterior se obtuvo un valor de:

$$\sigma_{Max} = 41,98 \text{ MPa}$$

y para el esfuerzo mínimo debido a que pasa por el eje neutro este valor será de:

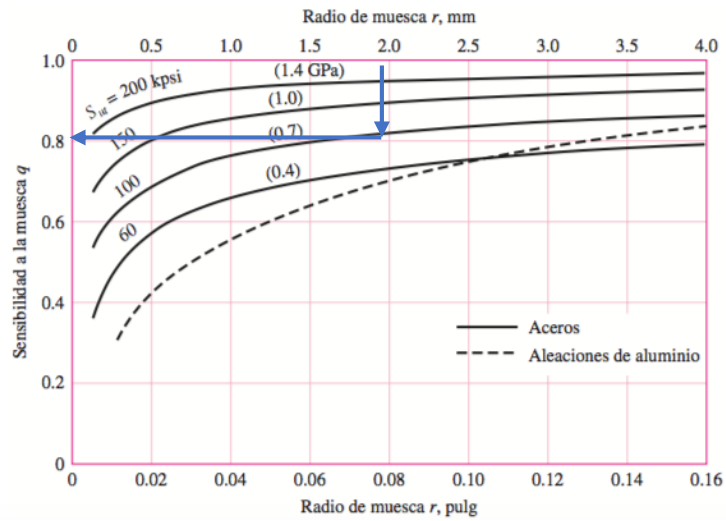
$$\sigma_{Min} = 0 \text{ MPa}$$

Después de haber obtenido los valores de los esfuerzos máximo y mínimo, se procede a determinar el valor del concentrador de esfuerzo K_f y K_{fs} de acuerdo con la dada por la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q(kt - 1)$$

Teniendo en cuenta el valor de kt encontrado en el diseño del eje respecto al radio que se realizó al eje para eliminar los concentradores de esfuerzos. Que para hallar el valor de q se relaciona el radio de la muesca con el sut del material (gráficos 29 y 30).

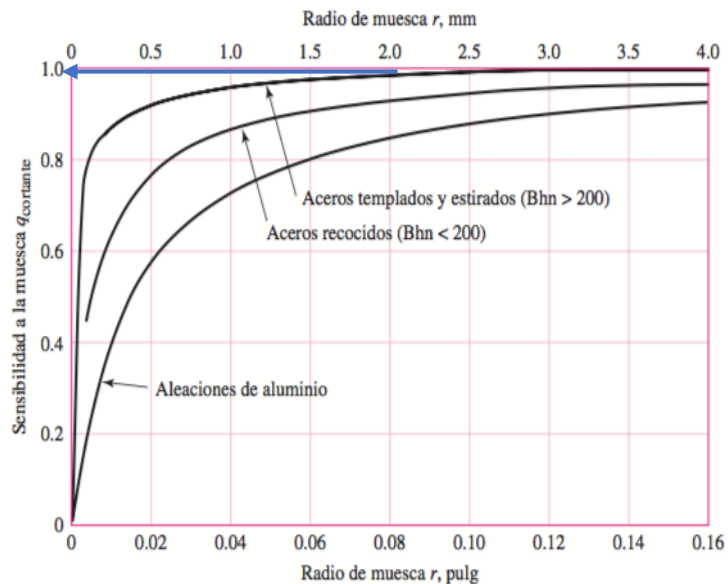
Gráfico 29. Diagrama sensibilidad a la muesca.



Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Donde para la flexión y con un $s_{ut} = 95 \text{ Ksi}$ el valor de $q = 0.83$. Para el cortante:

Gráfico 30. Diagrama sensibilidad a la muesca.



Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Para un valor de $q = 0.98$.

Con esto se determinan los valores para cada uno

$$Kf = 1 + 0,83(1,5 - 1) = 1,415$$

y para el otro

$$Kfs = 1 + 0,98(1,5 - 1) = 1,49$$

Con esto se determina el valor de los esfuerzos alternantes y medios, por medio de la ecuación:

Ecuación 24. Determinación esfuerzo alternante.

$$\sigma a = \frac{\sigma max - \sigma min}{2}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Ecuación 25. Determinación esfuerzo de Von Mises

$$\sigma m = \frac{\sigma max + \sigma min}{2}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Obteniendo los siguientes valores reemplazando en la ecuación:

$$\sigma a = \frac{41.98 \text{ MPa} - (-41.98 \text{ MPa})}{2} = 41.98 \text{ MPa}$$

$$\sigma m = \frac{41.98 \text{ MPa} + (-41.98 \text{ MPa})}{2} = 0 \text{ MPa}$$

Y para la torsión hallada de la misma manera:

$$T a = \frac{41.76 \text{ MPa} - (-41.76 \text{ MPa})}{2} = 41.76 \text{ MPa}$$

$$T m = \frac{41.76 \text{ MPa} + (-41.76 \text{ MPa})}{2} = 0 \text{ MPa}$$

Y ya conociendo estos valores al presentarse una combinación de esfuerzos se utiliza la siguiente ecuación donde se relacionan los dos valores de esfuerzo a flexión y a torsión.

$$\sigma a' = \sqrt{(Kf * \sigma a)^2 + 3 (Kfs * Ta)^2}$$

$$\sigma m' = \sqrt{(Kf * \sigma m)^2 + 3 (Kfs * Tm)^2}$$

Obteniendo

$$\sigma a' = \sqrt{(1,42 * 41.98 \text{ MPa})^2 + 3 (1,49 * 41.76 \text{ MPa})^2} = 123.16 \text{ MPa}$$

$$\sigma m' = 0 \text{ MPa}$$

Ahora hallando el valor de los esfuerzos alternantes y medios, teniendo en cuenta que se están trabajando bajo cargas combinadas se hace el cálculo del factor de seguridad.

$$\frac{\sigma a'}{S_n} + \frac{\sigma m'}{S_{ut}} = \frac{1}{N}$$

Donde N da:

$$N = 1,79$$

5.2.9.8 Análisis de cargas sobre la cuña. Para la determinación de las dimensiones que se van a tener en cuenta para la obtención de la cuña, donde se relacionan los siguientes datos que son de relevancia dentro de las condiciones a las que va a trabajar la cuña a diseñar.

Torque= 9,51 kgf.m

Longitud de la cuña= 0,04 m

Diámetro del eje= 0,03175 m

Primero se debe obtener el valor de la cuña con base en la imagen 45, donde se presenta una relación del diámetro del eje con la dimensión de la cuña.

Imagen 45. Tamaño de la cuña.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Con base en la tabla anterior se selecciona para un eje de $1\frac{1}{4}$ in la dimensión de la cuña es de $\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$ in. Ahora bien, una vez obtenido esto se procede a realizar la determinación de la fuerza aplicada sobre la cuña dada de la ecuación 26.

Ecuación 26. Determinación fuerza en la cuña.

$$F = \frac{T}{r}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Donde

F= Fuerza sobre la cuña

T= Torque dado del eje

r= Radio de la cuña

y reemplazando

$$F = \frac{9,51 \text{ kgf} \cdot \text{m}}{0,015875 \text{ m}}$$

$$F = 599,05 \text{ kgf}$$

Ahora para la determinación del factor de seguridad de la cuña, de acuerdo con la carga ejercida sobre esta se calcula por medio de la ecuación 27.

Ecuación 27. Determinación factor de seguridad.

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{S_y}{F / (t * l) / 2}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: McGraw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

donde

S_y= Límite de fluencia del material (Acero 1020)

t= Dimensión de la cuña

l= Longitud de la cuña

y reemplazando en la ecuación

$$F.S = \frac{265 \text{ MPa}}{599,05 \text{ kgf} / ((6,35 \times 10^{-3} \text{ m} * 0,04 \text{ m}) / 2)}$$

Dando un valor de

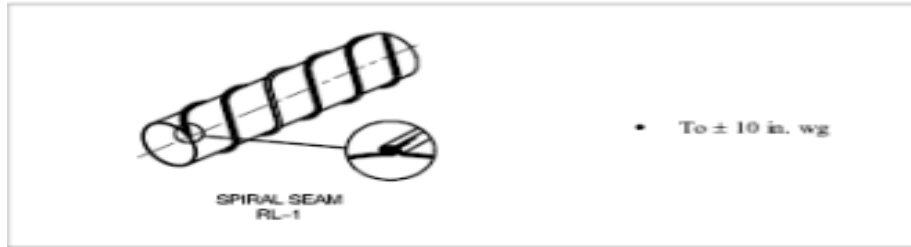
$$F.S = 56,18$$

5.3 SISTEMA DE GRAFADO

5.3.1 Especificaciones grafado. El mecanismo de presión de los conductos para hacer la conformación del grafado viene compuesto por dos dados, los cuales ejercen una fuerza para poder hacer el respectivo ajuste de acuerdo con las especificaciones que se evidencian dentro de la norma SMACNA en cuanto al detalle de la construcción del conducto.

De acuerdo con la norma anteriormente mencionada se determinan los parámetros para la configuración geométrica del grafado, de acuerdo con las condiciones del diseño del conducto, para así, lograr la construcción más adecuada con respecto a la forma circular en espiral. Esta selección de la unión longitudinal se realiza dentro de los parámetros de presión del conducto (imagen 46).

Imagen 46. Tipo de unión para grafado.



Fuente: ANSI/SMACNA 006-2006 HVAC Duct Construction Standards

Una vez determinados los tipos de uniones que se pueden realizar para los conductos circulares, estos se clasifican según sus clases, las cuales determinan los parámetros de presión y velocidad del conducto, así como se referencia en la s tabla 25:

Tabla 25. Clasificación de conductos dependientes de la presión.

Clase conductos	Presión máxima (Pa)	Velocidad máxima (m/s)	Tipo de unión
B1	150(1)	10	Todas
B2	250(1)	12,5	Todas
B3	500(1)	12,5	Todas menos RL.4
M1	750(1)	20	Todas menos RL.4
M2	1000(2)	>10	Todas menos RL.4
M3	1500(2)	>10	Todas menos RL.4
A1	2500(2)	>10	Solo RL.1, R.1-R y L.2

Fuente: ANSI/SMACNA 006-2006 HVAC Duct Construction Standards

Donde (1) Presión positiva o negativa y (2) Presión positiva.

El grafado en espiral, teniendo en cuenta la tabla anterior, sirve tanto para presiones negativas como para presiones positivas, de igual forma, este grafado permite velocidades máximas por encima de los 10 (m/s).

Teniendo en cuenta la clase de los conductos, la siguiente tabla (imagen 47) muestran el ancho de la chapa del grafado basado en su clase, diámetro del conducto y la presión ya sea positivo o negativo.

Imagen 47. Parámetros para la longitud de la chapa de acuerdo a presión.

Medidas en milímetros

Diámetro mm	Presión positiva			Presión negativa			Piezas especiales
	Unión longitudinal			Unión longitudinal			
	Espiral	Espiral Reforzada	Soldada	Espiral	Espiral Reforzada	Soldada	
< 200	4	4	5	5	4	7	7
201 a 350	5	4	6	6	5	7	7
351 a 600	6	5	7	7	6	8	8
601 a 900	7	6	8	8	7	10	10
901 a 1 200	8	7	10	10	8	12	12
1 201 a 1 500	10	8	12	12	10	121)	12
1 501 a 2000	-	-	15	-	-	151)	15

1) Máxima presión negativa de 250 Pa

Fuente: ANSI/SMACNA 006-2006 HVAC Duct Construction Standards

Dados los parámetros de diseño expuestos en el numeral 2.2.1, donde el diámetro de ductería máximo es de 40 pulgadas que equivale a 1016 mm, se seleccionó el ancho de la chapa que es igual a 10 mm, cumpliendo con requerimientos para cualquier tipo de presión en la ductería (positivas y negativas) y adicionalmente, cumpliendo con el requerimiento mínimo para los diámetros menores.

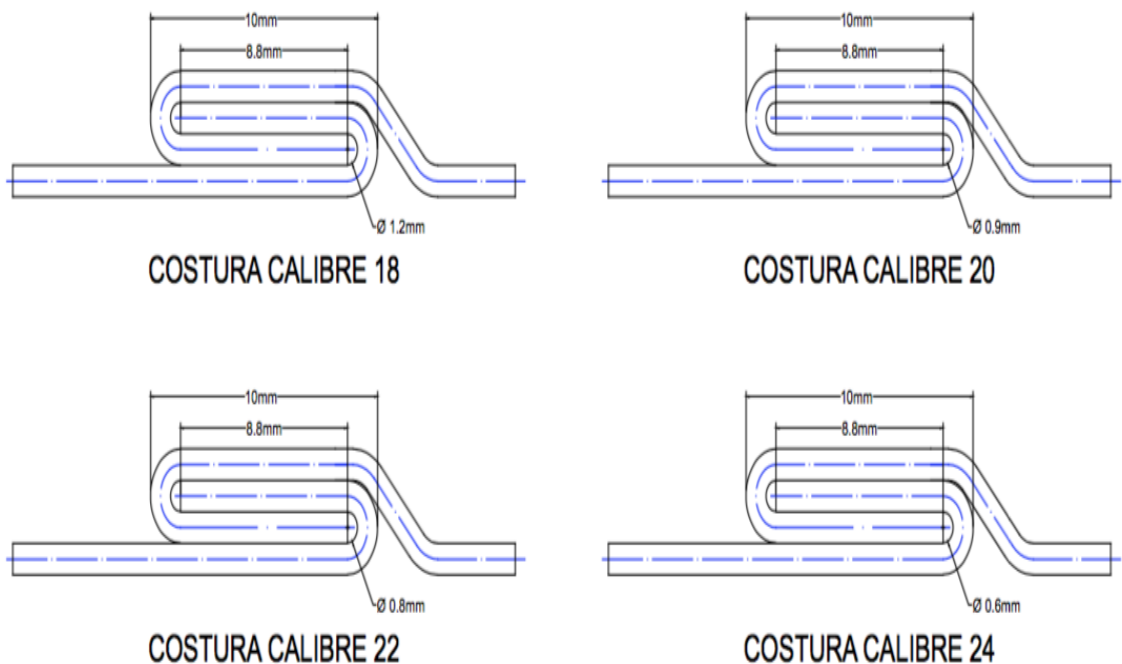
De acuerdo con los datos obtenidos de la norma SMACNA y por sugerencia de ACONAIRE S.A.S, en relación con la configuración geométrica, como del ancho de la chapa, los datos que se utilizarán para la unión estarán acordes a la aplicación, que para este caso en especial será UL 1 (grafado en espiral), ideal para la fabricación de ductería circular y que puede soportar presiones de más o menos 10 in wg, entendiendo como presión positiva para una sobrepresión y como presión negativa para una depresión (ver tabla 25)

Para el cálculo de los datos basado en su configuración, se conoce que la parte interna del conducto queda lisa debido a que al presentarse la vena que genera la espiral internamente; lo que haría es aumentar la caída de presión al momento de que el aire fluya dentro de los conductos; siendo así mayor la fricción generada por parte del fluido con el material que lo distribuye dentro de una red de flujo de aire hacia algún recinto en específico.

Otro dato de importancia es la geometría que deben llevar estos dados, conociendo que dentro de estos habrá uno que es estático, de forma cilíndrica para la parte plana que se mencionó anteriormente, que es el que recibirá la fuerza mediante la cual quede configurado el grafado. Por otra parte, el otro dado tendrá una geometría especial acorde al acabado final del grafado, con el fin de obtener la espiral conforme a lo que especifica la norma.

Habiendo comentado cada una de las especificaciones que hacen parte del sistema de la unión en espiral, vale hacer la aclaración sobre los rodillos que conforman la unión grafada que se detallan en la imagen 48.

Imagen 48. Detalle de la unión del grafado.



Fuente: elaboración propia

5.3.2 Cálculo de ejes. Una vez dicho esto se procede al respectivo cálculo accesorios y requerimientos funcionales que deberá llevar la unión grafada en espiral. El cálculo de cada uno de los elementos como son los rodillos y ejes viene dado del cálculo utilizado para el sistema de perfilado de la máquina.

Con esto se comienza a realizar el respectivo cálculo del sistema teniendo como primer elemento los ejes.

Para la determinación del diámetro del eje se hizo referencia con la tabla 26:

Tabla 26. Clasificación de conductos dependientes de la presión.

Símbolo	Descripción	Magnitud			
Lr	Longitud de rolado (in)	0,039			
A	Factor longitud de pliegue	1			
B	Factor tipo de doblado	0,8			
C	Factor canal formada	1,2			
D	Factor canal estrecha	2			
I	Factor primer ángulo	1			
J	Factor distribución de carga	0,8			
G	Factor longitud de planitud	1,2			
w	Factor relación radio vs espesor	0,487			
N	Factor relación dobles por paso	1,1			
e	Espesor (in)	0,09	0,07	0,06	0,04

Fuente: elaboración propia

Con uso de la siguiente ecuación se dimensionó el eje, obteniendo el valor que se muestra en la tabla que se presenta a continuación:

$$Dia = 1.46(0.173\sqrt[3]{Lr} + 0.47 + 0.7 * a * b * c * d * i * j * g * w * n\sqrt{e} * \sqrt[6]{\frac{Sy}{50}})^4$$

Tabla 27. Datos obtenidos para determinación de diámetro.

Diámetro de eje	0,407	0,351	0,332	0,292	0,400	0,346	0,327	0,288
Calibre	18	20	22	24	18	20	22	24
	Lámina acero galvanizado				Lámina acero inoxidable 304			
	Diámetro de eje normalizado (in)						0,5	

Fuente: elaboración propia

Los datos obtenidos en la tabla anterior representan en la ecuación las variables correspondientes a dimensionamiento y las propiedades mecánicas del fleje, que en este caso se eligió para lámina en calibre 18 (1,2 mm) en acero galvanizado, debido a que se obtuvo el mayor diámetro. El valor de 0,407 pulgadas es aproximado a un valor de 0,5 pulgadas para facilitar el proceso de mecanizado.

5.3.3 Diámetro de rodillos. Al igual como se realizó en el sistema de perfilado, se procederá a calcular el valor del diámetro mínimo y máximo del rodillo basado en el cálculo obtenido por el diámetro del eje.

Para esto se usaron los valores de la siguiente tabla:

Tabla 28. Diámetro mínimo de rodillo.

Símbolo	Descripción	Magnitud
Dia	Diámetro eje (in)	0,5
K	Profundidad de cuñero en rodillo (in)	0,25
Diámetro mínimo (in)	1,054186867	Diámetro normalizado (in) 1,25

Fuente: elaboración propia

Con uso de la siguiente ecuación se logró determinar ese valor del diámetro mínimo.

$$D_{min} = Dia + 2k + 0,143Dia^{1.4}$$

Teniendo en cuenta que el valor obtenido es igual a 1,05 pulgadas, el valor normalizado del eje es igual a 1,25 pulgadas permitiendo facilitar los procesos elaboración de la pieza.

Luego para el desarrollo de la determinación del diámetro mayor que obtendrá el rodillo se hace uso de la siguiente ecuación, a las que se hará referencia a continuación:

$$D_{max} = (D_{min} + Hp)$$

Tabla 29. Diámetro máximo de rodillo.

Símbolo	Descripción	Magnitud
Dia m	Diámetro mínimo de eje	1,25
Hp	Altura máxima de la sección	0,09448819
Diámetro Max (in)	1,546161417	Diámetro normalizado (in) 2

Fuente: elaboración propia

La tabla anterior muestra el resultado del diámetro máximo el cual se aproximó al diámetro normalizado siguiente el cual equivale a 2 pulgadas.

5.3.4 Fuerza de doblado. Luego, una vez determinadas las dimensiones tanto del rodillo como del eje, se hará el respectivo cálculo de la fuerza de doblado para realizar la correspondiente unión en espiral según lo requiere la geometría de la imagen 47.

Para la determinación de la fuerza de conformación de la unión, se tomará como si se deformaran dos láminas debido a que el grafado en espiral aumenta su sección transversal ya que una parte quedaría contenida en la otra. Una vez dicho esto se muestra los datos que se utilizaron para la conformación de la unión en espiral.

Tabla 30. Diámetro máximo de rodillo.

Símbolo	Descripción	Magnitud							
e	Espesor (m)	0,0024	0,0018	0,0016	0,0012	0,0024	0,0018	0,0016	0,0012
b	Mitad del segmento de doblez mas largo del perfil (m)	0,0024							
kd	Solicitud a la flexión necesario para deformación permanente (kgf/m ²)	46402593,6				42184176			
kt	Coefficiente de rotura a tracción (kgf/m ²)	23201296,8				21092088			
Fuerza de doblado (Kgf)		44,55	33,41	29,70	22,27	40,50	30,37	27,00	20,25

Fuente: elaboración propia

Este dato se obtuvo de la (ecuación_) y cuyo resultado elegido es de 92,8052 Kgf ya que es el que representa mayor magnitud para deformar la lámina garantizando que en los demás casos ocurra dicha deformación.

$$FU = \frac{e * b * Kd}{6}$$

5.3.5 Cálculo de torque. Con el valor de la fuerza se determina el valor del torque requerido para el sistema de grafado.

Tabla 31. Diámetro máximo de rodillo.

Símbolo	Descripción	Magnitud
Fd	Fuera de doblado (kgf)	44,55
Rmax R	Radio máximo de rodillo (m)	0,0254
Ftotal	Fuerza necesaria por cada rodillo (kgf)	22,27
	Torque (kgf*m)	0,5657

Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta, que para el cálculo del torque es necesario calcular la fuerza total, la cual se indica mediante la ecuación.

$$F_{total} = \frac{F * n}{2}$$

Luego de obtener la fuerza total, se hará el cálculo de torque mediante la siguiente ecuación.

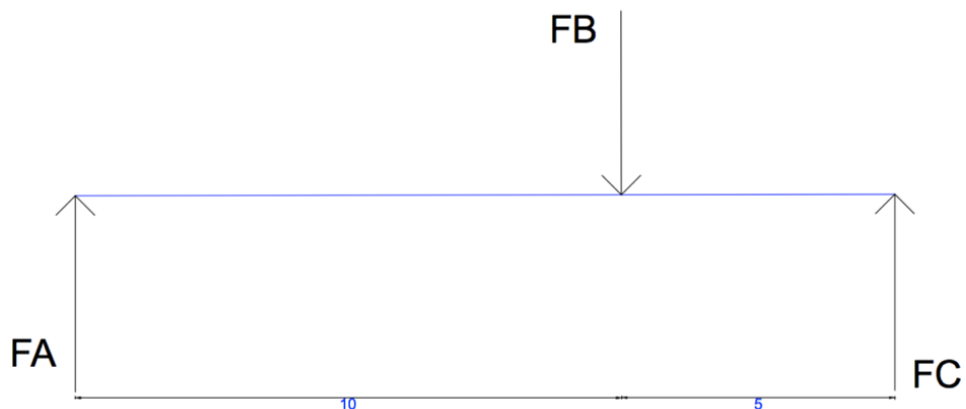
$$T = F_{total} * R_{maxr}$$

El valor obtenido es para el ultimo de formación de la chapa, cuyo resultado es igual a 0,5657 kgf.m. según como se muestra en la tabla 31.

5.3.6 Análisis de cargas para el sistema de grafado.

5.3.6.1 Análisis de cargas en chapa. Calculados cada uno de los parámetros mediante los cuales el sistema de grafado puede generarse de la manera más adecuada, se procede a realizar un análisis de las cargas tanto internas como externas que se presentan (gráfico 31).

Gráfico 31. Diagrama de cuerpo libre chapa.



Fuente: elaboración propia

Determinadas las cargas que se aplican en la chapa se hace la sumatoria de fuerzas en el eje **y**

$$\sum Fy = 0$$

$$0 = FA - FB + FC$$

Donde se conocen los valores de FA y FC teniendo los siguientes valores.

$$FA = 92,8 \text{ kgf}$$

$$FC = 46,4 \text{ kgf}$$

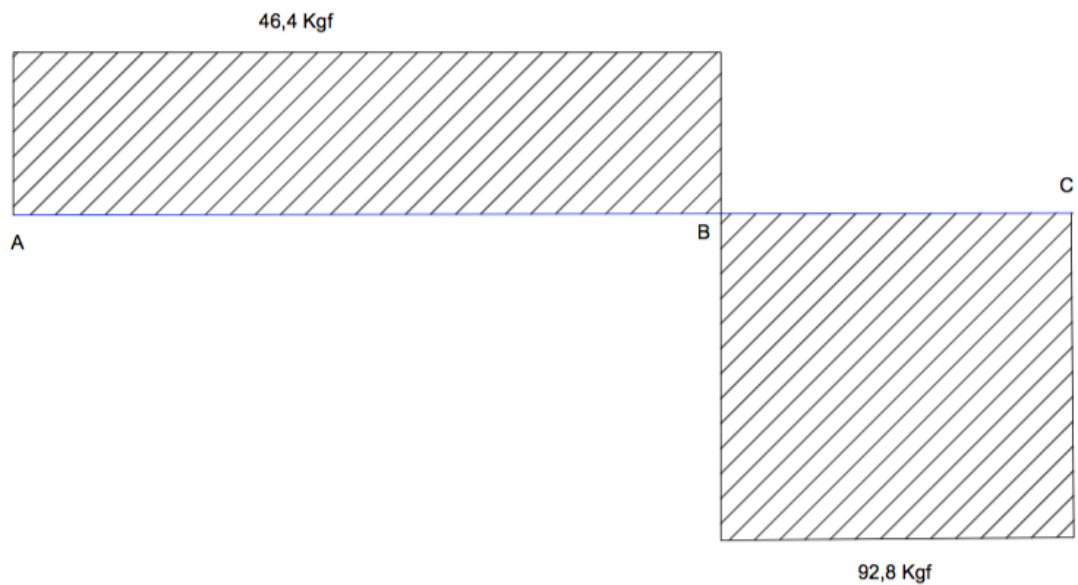
Conociendo así el valor de Fb.

$$FB = 92,8 \text{ kgf} + 46,4 \text{ kgf} = 139,2 \text{ kgf}$$

Y así obteniendo el diagrama de fuerza cortante (gráfico 32).

Gráfico 32. Diagrama de fuerza cortante chapa.

GRÁFICO FUERZA CORTANTE (V)

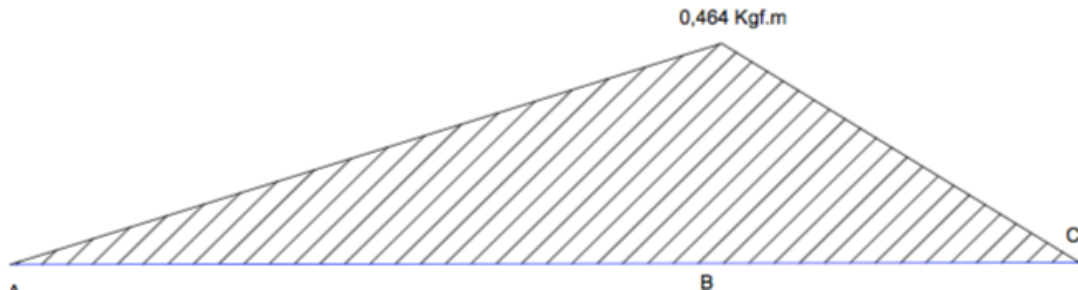


Fuente: elaboración propia

Donde se obtuvo un valor máximo de fuerza cortante de 92,8 kgf y ya con la gráfica de fuerza cortante es posible determinar los valores de momento flector y así poderlos mostrar bajo el gráfico 33.

Gráfico 33. Diagrama de momento flector chapa.

GRÁFICO MOMENTO FLECTOR (M)

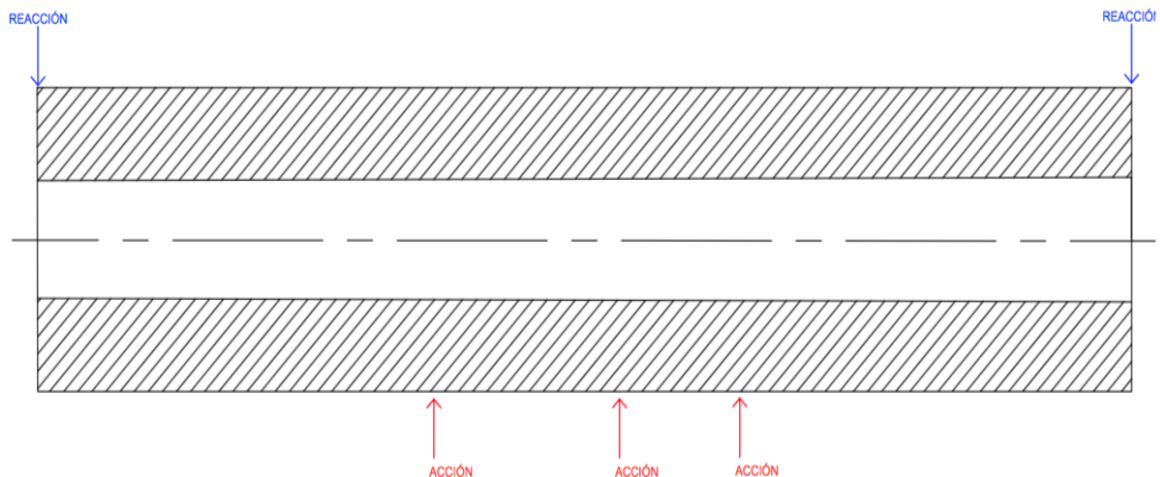


Fuente: elaboración propia

Para el momento flector ejercido sobre la chapa se obtuvo un valor máximo de 0,464 kgf.m

5.3.6.2 Análisis de cargas rodillo fijo. Debido que la parte interna del conducto debe ser liso se determinó un rodillo del cual no se presenta ninguna geometría específica, por ende, se determinó un rodillo cilíndrico como el que se muestra en la imagen 48.

Imagen 49. Detalle del rodillo fijo.

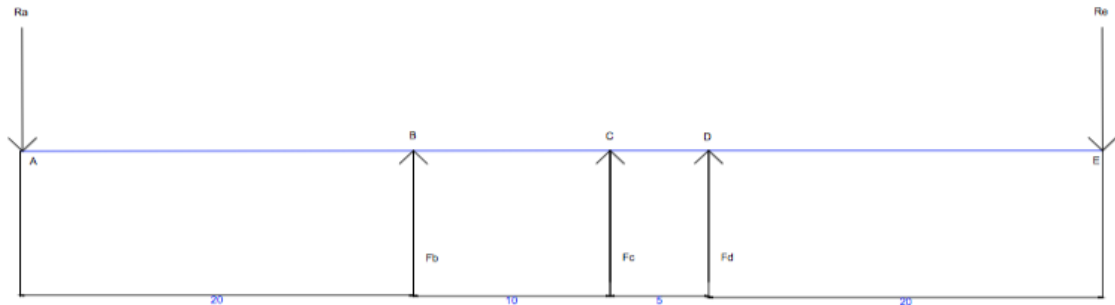


Fuente: elaboración propia

Y ya teniendo la geometría y reacciones que se presentan en el rodillo se realiza el siguiente diagrama de cuerpo libre (gráfico 34).

Gráfico 34. Diagrama de cuerpo libre del rodillo fijo.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



Fuente: elaboración propia

Donde

$$F_b = 46,4 \text{ kgf}$$

$$F_c = 139,2 \text{ kgf}$$

$$F_d = 92,8 \text{ kgf}$$

Que con estos datos se hace la sumatoria de fuerzas en el eje **y**

$$\sum F_y = 0$$

$$0 = -R_a + F_b + F_c + F_d - R_e$$

Luego se determina la sumatoria de momentos en el punto **a**, para después poder encontrar las reacciones de **Re**

$$\sum M_a = 0$$

$$0 = (F_b)(20 \text{ mm}) + (F_c)(30 \text{ mm}) + (F_d)(35 \text{ mm}) + (-R_e)(55 \text{ mm})$$

Que despejando **Re** de la ecuación:

$$R_e = 151,85 \text{ kgf}$$

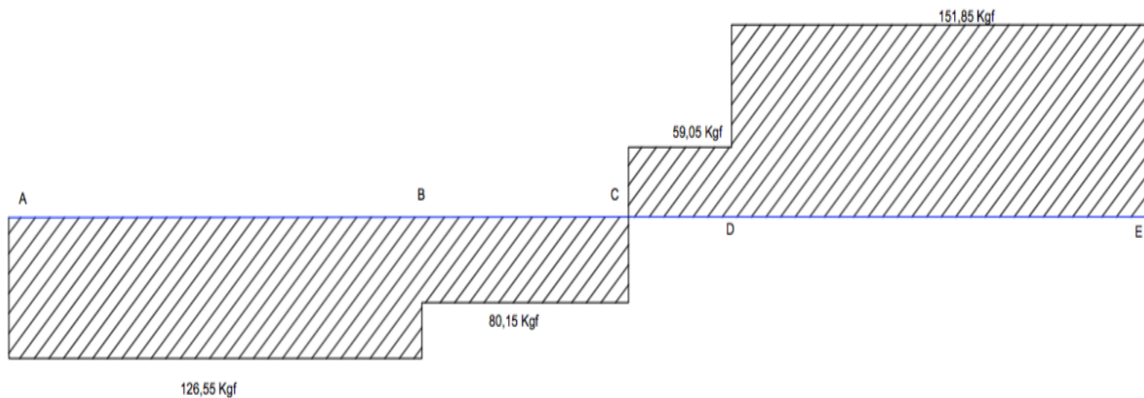
Y de la sumatoria de fuerzas el valor de **Ra** será

$$R_a = 126,55 \text{ kgf}$$

Ahora bien, una vez obtenidas todas las fuerzas que se aplican se realizaran los diagramas de fuerza cortante y momento flector sobre el rodillo fijo del mecanismo (gráfico 35).

Gráfico 35. Diagrama de fuerza cortante en rodillo superior.

GRÁFICO FUERZA CORTANTE (V)

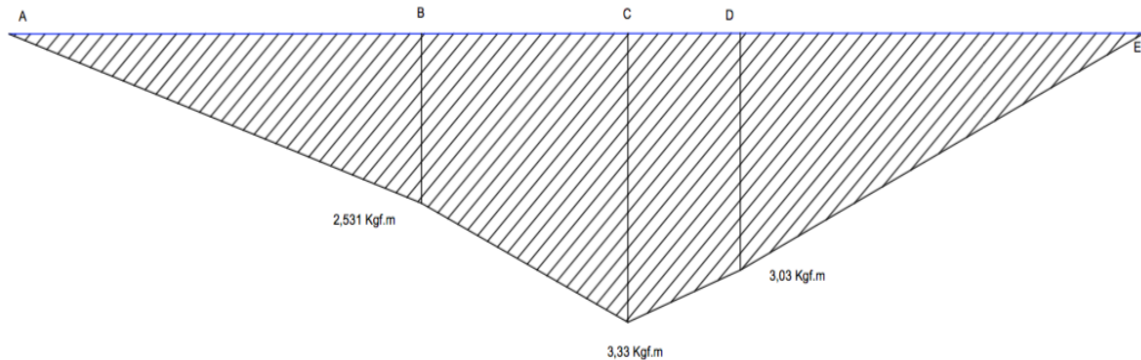


Fuente: elaboración propia

Obteniendo un valor máximo de 151,85 kgf

Gráfico 36. Diagrama de momento flector en rodillo fijo.

GRÁFICO MOMENTO FLECTOR (M)

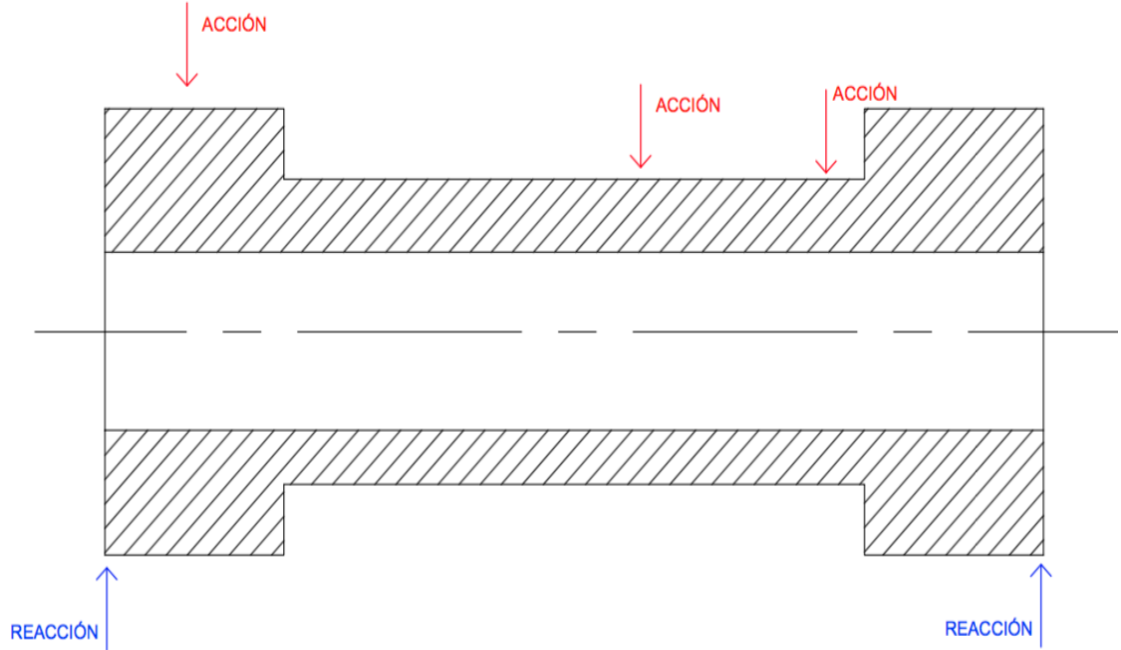


Fuente: elaboración propia

Obteniendo un valor máximo de 3,33 kgf.m

5.3.6.3 Análisis de cargas rodillo móvil. Debido a la configuración de este rodillo se puede dar la forma del grafado que se tiene esperado para el sistema de grafado. Esta geometría del rodillo se muestra en la imagen 50. Y con esto se hará el diagrama de cuerpo libre para el rodillo (gráfico 37).

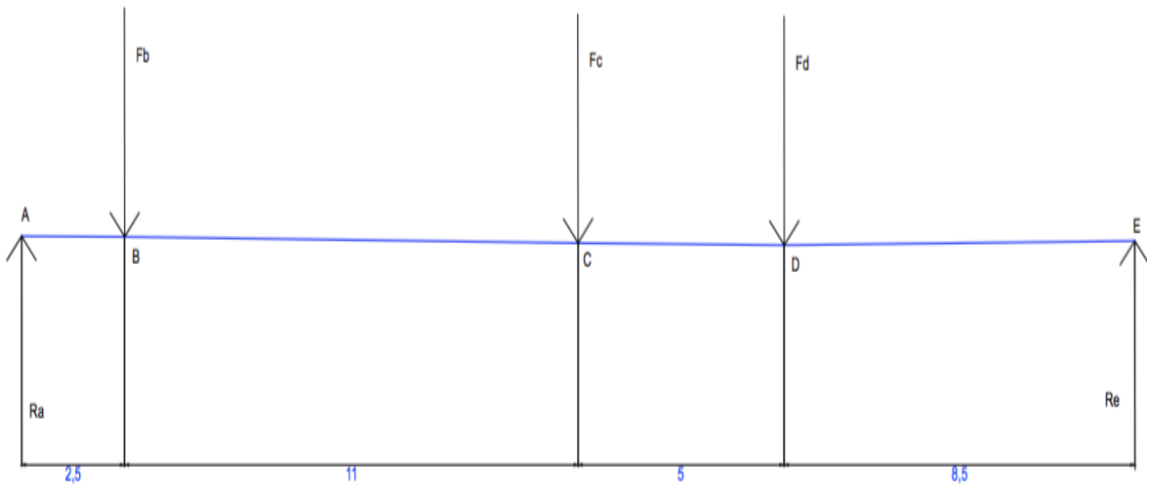
Imagen 50. Detalle del rodillo móvil.



Fuente: elaboración propia

Gráfico 37. Diagrama de cuerpo libre del rodillo móvil.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



Fuente: elaboración propia

Que al igual que en el otro rodillo se conocen los valores de algunas fuerzas que actúan sobre el cuerpo.

- $F_b = 46,4 \text{ kgf}$
- $F_c = 139,2 \text{ kgf}$
- $F_d = 92,8 \text{ kgf}$

Que con estos datos se hace la sumatoria de fuerzas en el eje **y**

$$\sum Fy = 0$$

$$0 = -Ra - Fb - Fc - Fd + Re$$

Luego se determina la sumatoria de momentos en el punto **a**, para después poder encontrar las reacciones de **Re**

$$\sum Ma = 0$$

$$0 = (-Fb)(2,5 \text{ mm}) + (-Fc)(13,5 \text{ mm}) + (-Fd)(18,5 \text{ mm}) + (Re)(27 \text{ mm})$$

Que despejando **Re** de la ecuación:

$$Re = 137,48 \text{ kgf}$$

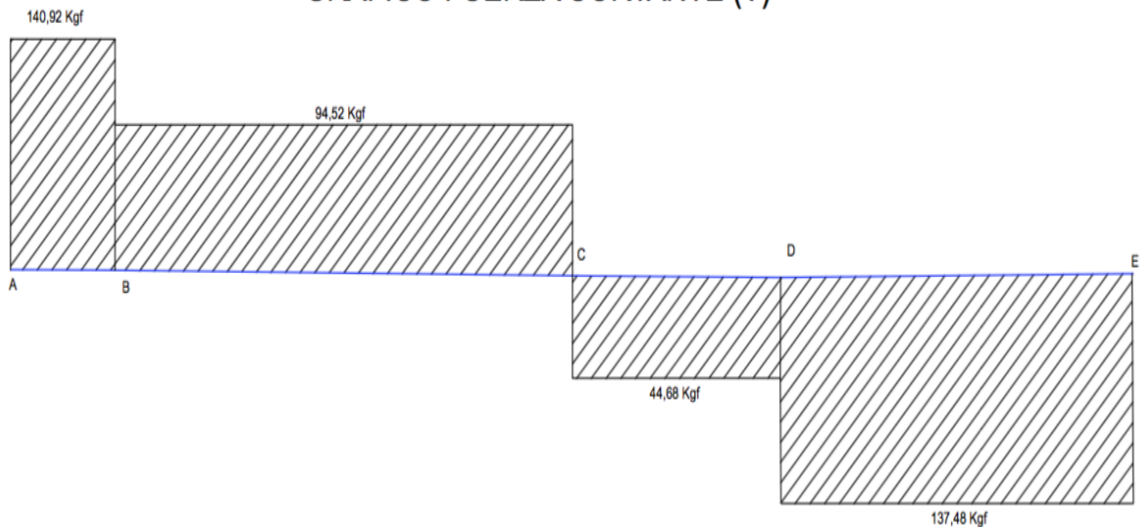
Y de la sumatoria de fuerzas el valor de **Ra** será

$$Ra = 140,92 \text{ kgf}$$

Luego de haberse obtenido las fuerzas cortantes se inicia con el cálculo de los momentos flectores sobre el rodillo (gráficos 38 y 39).

Gráfico 38. Diagrama de fuerza cortante en rodillo movil.

GRÁFICO FUERZA CORTANTE (V)

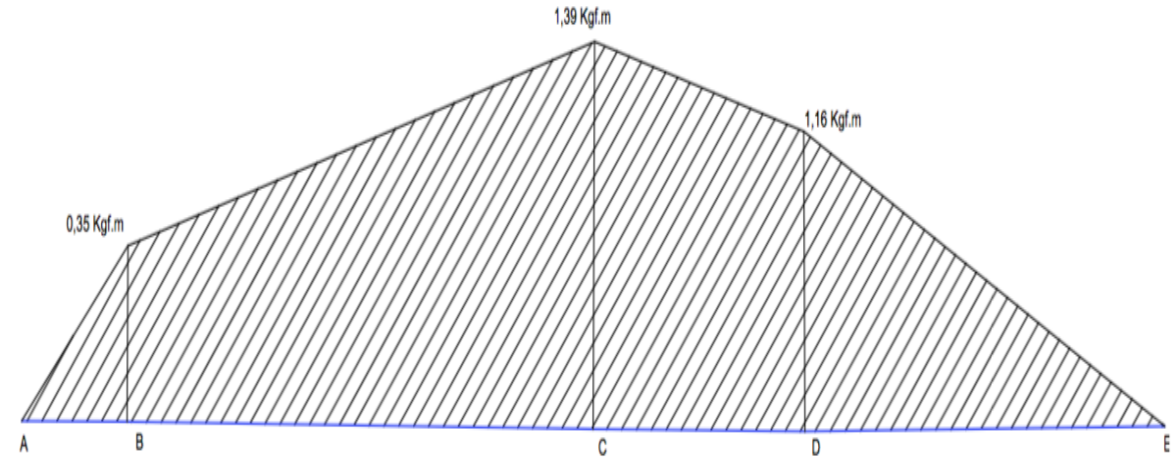


Fuente: elaboración propia

Obteniendo un valor máximo de 140,92 kgf

Gráfico 39. Diagrama de momento flector en rodillo movil.

GRÁFICO MOMENTO FLECTOR (M)

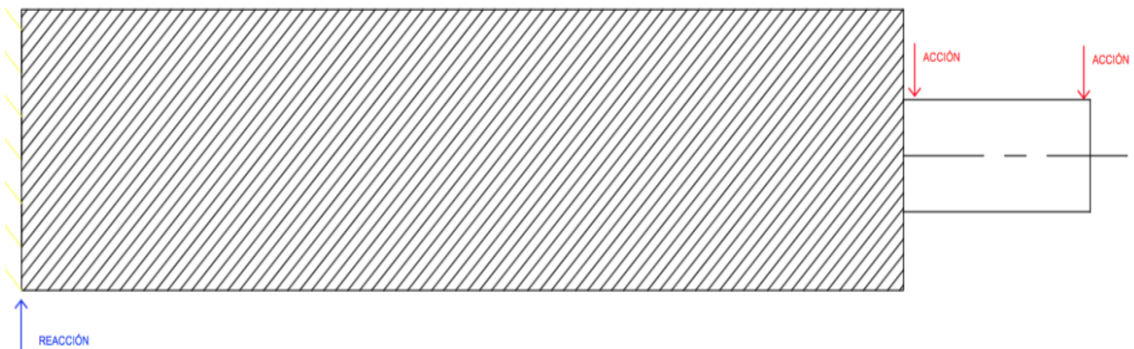


Fuente: Elaborada por autores

Obteniendo un valor máximo de 1,39 kgf.m

5.3.6.4 Análisis de cargas eje del rodillo fijo. Debido a la configuración del rodillo y a los datos obtenidos acerca de las dimensiones del eje, este se debe ajustar al rodillo diseñado para poder cumplir con el grafado sobre la lámina y que también contenga las fuerzas que se están aplicando (imagen 51 y gráfico 40).

Imagen 51. Detalle eje del rodillo fijo.



Fuente: elaboración propia

Gráfico 40. Diagrama de cuerpo libre eje del rodillo fijo.
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



Fuente: elaboración propia

Que al igual que en el otro rodillo se conocen los valores de algunas fuerzas que actúan sobre el cuerpo.

$$F_b = 126,55 \text{ kgf}$$

$$F_c = 151,85 \text{ kgf}$$

Que con estos datos se hace la sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

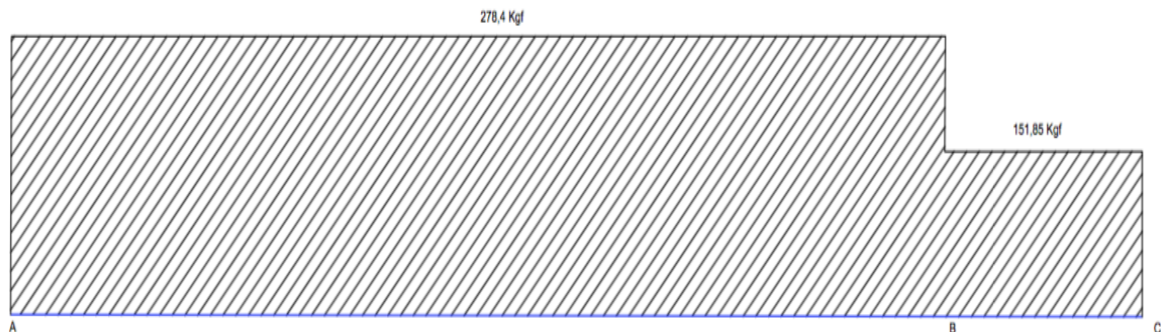
$$0 = R_a - F_b - F_c$$

Y de la sumatoria de fuerzas el valor de Ra será

$$R_a = 278,4 \text{ kgf}$$

Luego de haberse obtenido las fuerzas cortantes se inicia con el cálculo de los momentos flectores sobre el rodillo.

Gráfico 41. Diagrama de fuerza cortante eje del rodillo fijo.

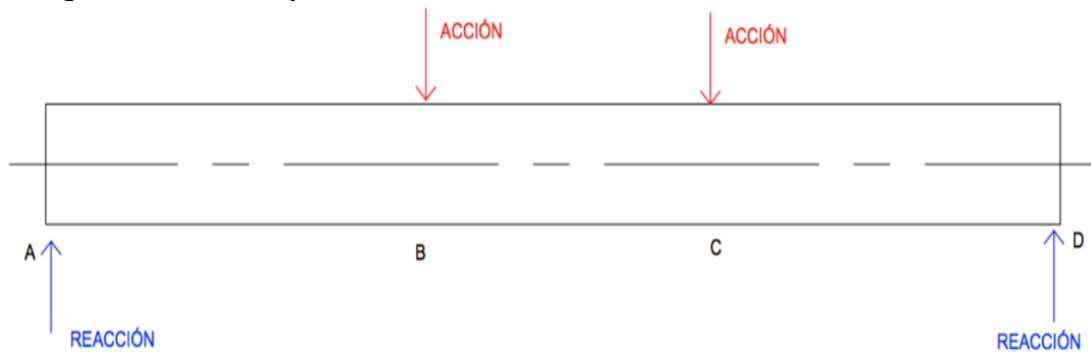


Fuente: elaboración propia

Obteniendo un valor máximo de 278,4 kgf

5.3.6.5 Análisis de cargas eje rodillo móvil. Este eje es el que va a contener el rodillo de configuración del grafado, en donde se van a presentar una serie de reacciones y fuerzas aplicadas a este (imagen 52 y gráfico 42).

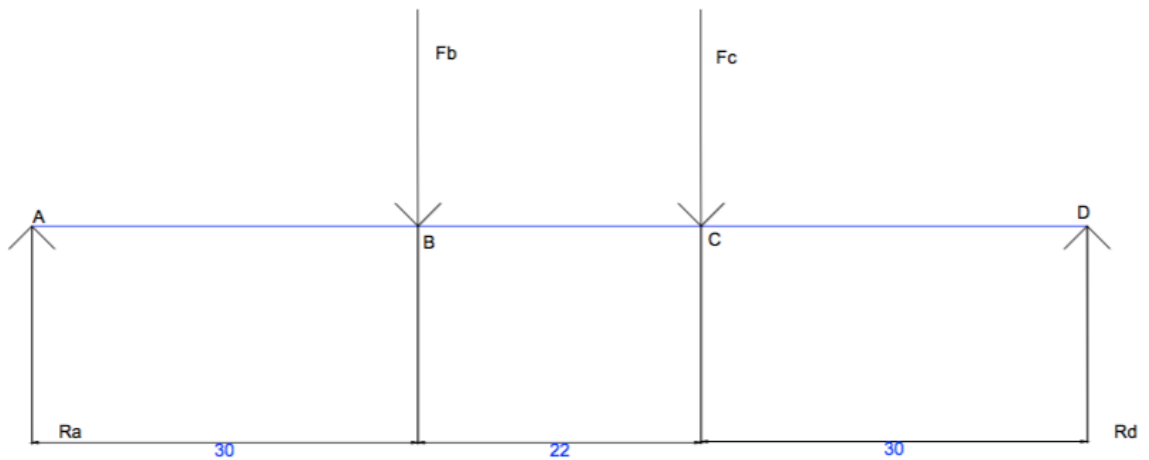
Imagen 52. Detalle eje del rodillo móvil.



Fuente: elaboración propia

Gráfico 42. Diagrama de cuerpo libre eje del rodillo móvil.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



Fuente: elaboración propia

Para este caso se conocen los valores que ejerce el rodillo sobre el eje.

$$F_b = 140,92 \text{ kgf}$$

$$F_c = 137,48 \text{ kgf}$$

Que con estos datos se hace la sumatoria de fuerzas en el eje y

$$\sum F_y = 0$$

$$0 = Ra - Fb - Fc + Rd$$

Luego se determina la sumatoria de momentos en el punto **a**, para después poder encontrar las reacciones de **Rd**

$$\sum Ma = 0$$

$$0 = (-Fb)(30 \text{ mm}) + (-Fc)(52 \text{ mm}) + (Rd)(82 \text{ mm})$$

Que despejando **Rd** de la ecuación:

$$Rd = 138,73 \text{ kgf}$$

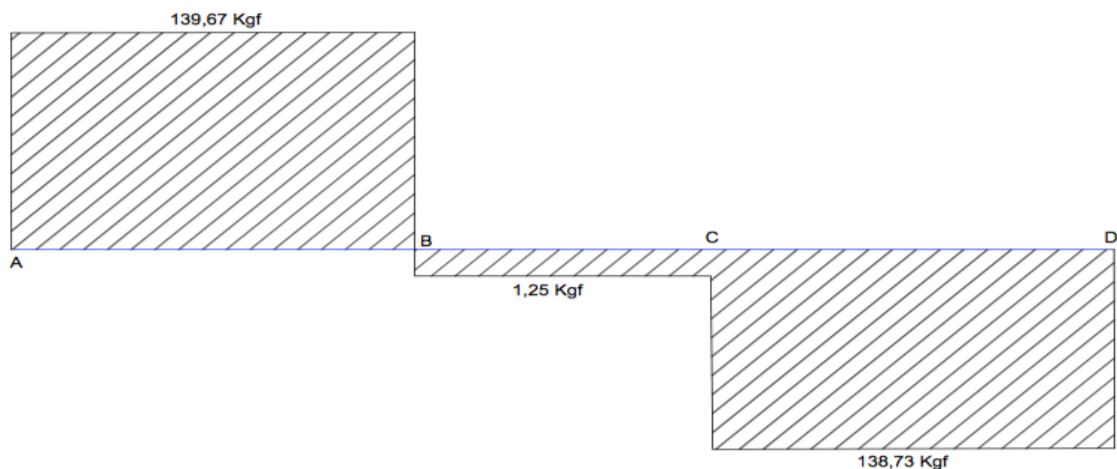
Y de la sumatoria de fuerzas el valor de **Ra** será

$$Ra = 139,67 \text{ kgf}$$

Luego de haberse obtenido las fuerzas cortantes se inicia con el cálculo de la fuerza cortante y momento flector sobre el rodillo (gráfico 43 y 44).

Gráfico 43. Diagrama de fuerza cortante eje del rodillo movil.

GRÁFICO FUERZA CORTANTE (V)

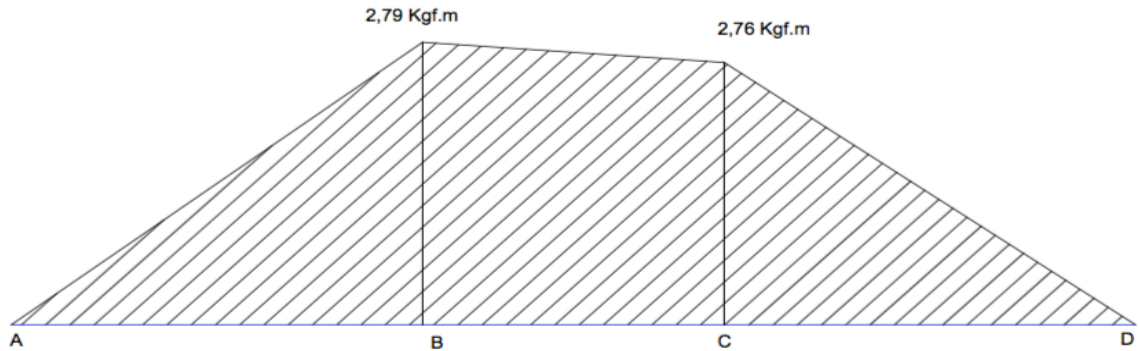


Fuente: elaboración propia

Obteniendo un valor máximo de 139,67 kgf

Gráfico 44. Diagrama de momento flector eje del rodillo móvil.

GRÁFICO MOMENTO FLECTOR (M)



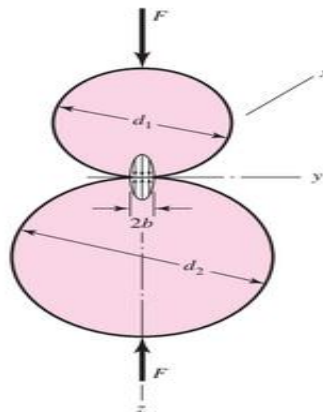
Fuente: elaboración propia

Obteniendo un valor máximo de 2,79 kgf.m

5.3.6.6 Esfuerzo de contacto en los dados. Para conocer los posibles esfuerzos presentes durante el proceso de conformación de la espiral en el conducto, se deberá determinar el área de contacto y el esfuerzo desarrollado debido a la presión requerida por los dados para llegar a la conformación esperada. Principalmente se tomarán como dos cilindros que tendrán una longitud y diámetros específicos de acuerdo a las características de la chapa metálica.

Ahora el área donde se va a realizar el contacto por parte los dados se dará de la imagen 53.

Imagen 53. Descripción punto de contacto.



Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

En donde 2b es el ancho del punto de contacto.

Para esto se deberá tomar la siguiente ecuación para determinar el ancho del punto de contacto

Ecuación 28. Semiancho de la sección de contacto.

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi L} * \frac{\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Donde

b= Semiancho de la sección

F= Fuerza de grafado

L= Longitud de contacto

E= Módulo de elasticidad del material

d= Diámetro

ν = Módulo de Poisson

Que reemplazando

$$b = \sqrt{\frac{2(44,55 \text{ kgf})}{\pi(0,01\text{m})} * \frac{\frac{(1 - 0,28^2)}{680 \text{ MPa}} + \frac{(1 - 0,28^2)}{680 \text{ MPa}}}{\frac{1}{0,03175 \text{ m}} + \frac{1}{0,03175}}}$$

Dando este un valor de 3,943x10-4 m

Ahora bien, para determinar la presión máxima se da mediante la ecuación 29

Ecuación 29. Presión máxima en el punto de contacto.

$$P_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi bL}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Y reemplazando

$$P_{\text{máx}} = \frac{2(44,55 \text{ kgf})}{\pi(3,493 \times 10^{-4} \text{ m})(0,01 \text{ m})}$$

Obteniendo un valor de $8.119.499,24 \text{ kgf/m}^2 = 79,65 \text{ MPa}$

Una vez calculado el valor de la presión máxima ejercida sobre los dados, se determinará el estado de esfuerzos en el eje z. Que viene dado de las siguientes ecuaciones.

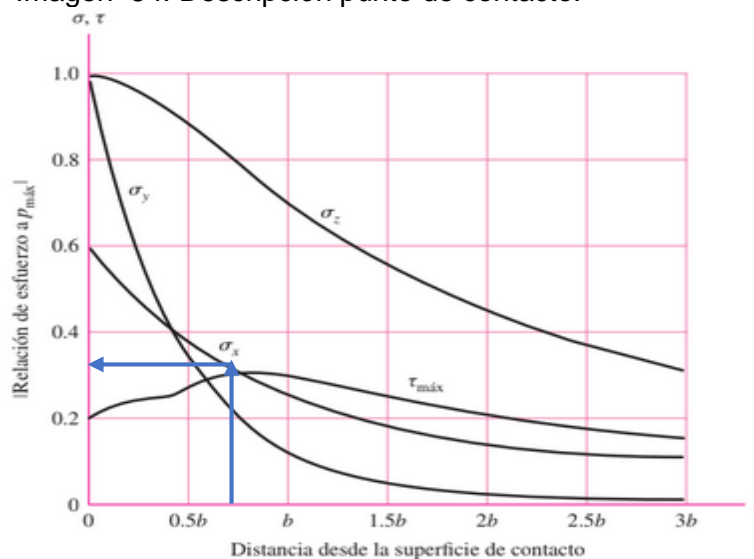
$$\sigma_x = -2\nu P_{\text{máx}} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_y = -P_{\text{máx}} \left(\frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-P_{\text{máx}}}{\sqrt{1 + z^2/b^2}}$$

En donde estas 3 ecuaciones se representan en la siguiente gráfica (imagen 54).

Imagen 54. Descripción punto de contacto.



Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008.

Dada esta imagen se puede encontrar que el punto donde se presenta el valor del esfuerzo cortante más elevado está en el punto $z/b=0,786$, donde este valor se obtuvo de una relación de Poisson de 0,3.

Una vez obteniendo en valor de z/b se procede a reemplazar los valores de cada una de las ecuaciones anteriormente presentadas obteniendo los siguientes valores para los esfuerzos.

$$\sigma_x = -21,67 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = -14,74 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = -62,62 \text{ MPa}$$

Una vez determinados estos valores de esfuerzos se calcula el valor del esfuerzo cortante aplicado a los dados que viene de la siguiente ecuación:

Ecuación 30. Esfuerzo cortante máximo en los dados.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. México: Mc-Graw-Hill-Interamericana editores, S.A. 2008. p.

Ahora bien, reemplazando en la ecuación se obtiene

$$\tau_{\text{máx}} = 23,92 \text{ MPa}$$

Siendo este el valor del esfuerzo cortante máximo presente en el sistema de grafado, más específicamente en los dados de configuración de la chapa.

5.4 CÁLCULO DE ESTRUCTURA

5.4.1 Estructuras máquina. Como primer procedimiento que se va a realizar para poder calcular las cargas que estarán aplicadas al sistema de perfilado, se debe determinar los valores de las masas presentes dentro de este. Para esto, debido que al conocer tanto la geometría como las propiedades del material con el que serán fabricados se tuvo en cuenta la masa de los rodillos, los ejes, soporte de los ejes, sistema de transmisión y masa del motor que son los elementos que componen la estructura del sistema anteriormente mencionado.

Una vez dicho esto, se determinó un valor de peso total de 56,484 kgf, él se obtuvo de la suma de los pesos de cada uno de los elementos que sentarán sobre dicha mesa:

Ahora, determinado el valor de la masa del sistema se debe determinar el valor de la carga mayorada para la estructura que viene dada de la siguiente ecuación:

$$Pu = 1,4 * (D)$$

Donde

Pu= Carga mayorada

D= Carga ocasionada por los elementos.

Que reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$Pu = 1,4 * (56,484 \text{ kgf})$$

$$Pu = 79,07 \text{ kgf}$$

Luego de obtener el anterior dato, se da la siguiente igualdad donde el valor de la carga mayorada puede ser menor o igual al valor de la resistencia. Pero para este caso se asumirá igual para así poder calcular el valor del área gross.

Ahora, para la determinación del área gross se parte de la siguiente ecuación:

$$Rd1 = \phi * Ag * \sigma y$$

Donde

ϕ = Factor de resistencia

Ag= Área gross

σy = Límite de fluencia

Para el tipo de estructura que se desea trabajar, se determinó utilizar un acero ASTM A36 teniendo un límite de fluencia de 25,3 kg/mm² y para el factor de resistencia se tomará un valor de 0,9 con base en la American Institute of Steel Construction.

Despejando el área gross en la ecuación se obtiene:

$$Ag = \frac{Rd1}{\phi * \sigma y}$$

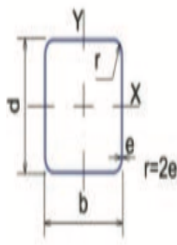
Y reemplazando los valores en la ecuación

$$A_g = 3,47 \text{ mm}^2$$

Luego con este valor se puede seleccionar el perfil que cuente con el área gross más cercano al que se cálculo

Para la estructura requerida se decidió utilizar un perfil cuadrado en donde por el catálogo de la empresa colmena se seleccionó el siguiente perfil (imagen 55).

Imagen 55. Especificación perfil cuadrado.



PERFIL CUADRADO											
TAMAÑO PERFIL		ESPESOR DE PARED e mm	PESO NEGRO (kg/m)	ÁREA cm ²	FLEXIÓN			MÓDULO PLÁSTICO Z _x =Z _y cm ³	TORSIÓN		UNIDAD DE EMPAQUE
PULG.	MM				MOMENTO INERCIA I _x = I _y cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO S _x = S _y cm ³	RADIO DE GIRO r _x = r _y cm		MOMENTO INERCIA J cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO B cm ³	
1 X 1	25 X 25	1,50	1,06	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48	36
		2,00	1,36	1,73	1,48	1,19	0,93	1,47	2,58	1,82	
		2,50	1,64	2,09	1,69	1,35	0,90	1,71	3,07	2,11	

Fuente: COLMENA. Perfil estructural tubular. Negro y Galvanizado ASTM A 500 (NTC). 2017. (en línea) http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf. Consultado (16/11/2018)

Ahora debido a que el área gross para esta carga que deberá sostener la estructura es baja, se seleccionó un perfil cuadrado de 25X25 mm que es el de menores dimensiones comercialmente y que también será funcional para el perfil.

Ahora para garantizar que el perfil puede ser el más acorde a la aplicación de las cargas se deberá realizar un chequeo por esbeltez, el cual se da mediante la siguiente desigualdad presentada

$$\frac{KL}{r} \leq 300$$

Donde

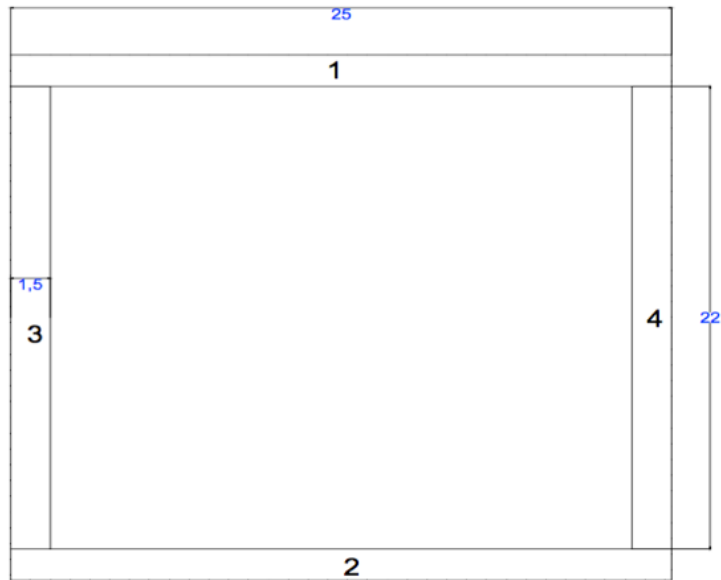
K= Factor de longitud efectiva (el valor depende del tipo de unión en los extremos)

L= Longitud del elemento

r = Radio mínimo de la sección

Pero para poder determinar el chequeo se debe conocer el radio mínimo de giro, el cual se hallará a continuación por medio de los siguientes datos que se presentaran en la tabla que se mostrará a continuación (tabla 32).

Imagen 56. Detalle perfil.



Fuente: elaboración propia

Unidades en mm.

Tabla 32. Datos parámetros de diseño radio mínimo de giro.

Figura	1	2	3	4	Sumatoria
Bi (mm)	25	25	1,5	1,5	
Hi (mm)	1,5	1,5	22	22	
Ai (mm ²)	37,5	37,5	33	33	141
Xi (mm)	12,5	12,5	0,75	24,25	
Yi (mm)	0,75	24,25	12,5	12,5	
Aixi (mm ³)	468,75	468,75	24,75	800,25	1762,5
Aiyi (mm ³)	28,125	909,375	412,5	412,5	1762,5
Ixi (mm ⁴)	7,03125	7,03125	1331	1331	
Iyi (mm ⁴)	1953,125	1953,125	6,1875	6,1875	
IXCGi (mm ⁴)	5184,375	5184,375	1331	1331	13030,75
IYCGi (mm ⁴)	1953,125	1953,125	4562,25	4562,25	13030,75

Fuente: elaboración propia

Primero al haberse dividido la sección en cuatro partes, se determina el valor de la base y altura de cada una de las secciones que ayudará a poder determinar una parte de los datos que están dentro de la tabla y que se mostrará a continuación.

Área de la sección del perfil se toma en cuenta de que $A_{i1}=A_{i2}$ y $A_{i3}=A_{i4}$ y así se obtiene:

$$A_{i1} - 2 = b_i * h_i$$

$$A_{i1} - 2 = 25 \text{ mm} * 1,5 \text{ mm}$$

$$A_{i1} - 2 = 37,5 \text{ mm}^2$$

$$A_{i3} - 4 = 1,5 \text{ mm} * 22 \text{ mm}$$

$$A_{i3} - 4 = 33 \text{ mm}^2$$

Ahora para los valores de X_i y Y_i se considera el centro de cada una de las cuatro secciones desde un eje de referencia de las componentes X y Y respectivamente.

Luego con los valores de b_i y h_i de cada sección se puede determinar el momento de inercia de la sección que viene dado por la siguiente ecuación en este caso la figura 1=2 y 3=4.

$$I_{x_{(1-2)}} = \frac{1}{12} * (b_i) * (h_i)^3$$

Que reemplazando

$$I_{x_{(1-2)}} = \frac{1}{12} * (25 \text{ mm}) * (1,5 \text{ mm})^3$$

$$I_{x_{(1-2)}} = 7,031 \text{ mm}^4$$

Y para el caso de la figura 3 y 4 mostrada en la imagen 55

$$I_{x_{(3-4)}} = \frac{1}{12} * (1,5 \text{ mm}) * (22 \text{ mm})^3$$

$$I_{x_{(3-4)}} = 1331 \text{ mm}^4$$

De la misma manera se hace la misma relación donde los momentos de inercia de la figura 1=2 y 3=4.

$$I_{y_{(1-2)}} = \frac{1}{12} * (b_i)^3 * (h_i)$$

Que reemplazando

$$I_{y_{(1-2)}} = \frac{1}{12} * (25 \text{ mm})^3 * (1,5 \text{ mm})$$

$$I_{y_{(1-2)}} = 1953,125 \text{ mm}^4$$

Y para el caso de la figura 3 y 4 mostrada en la imagen 55

$$I_{y_{(3-4)}} = \frac{1}{12} * (1,5 \text{ mm})^3 * (22 \text{ mm})$$

$$I_{y_{(3-4)}} = 6,1875 \text{ mm}^4$$

Ahora bien, por el teorema de los ejes paralelos se podrá determinar los valores de I_{XCGi} y I_{YCGi} respectivamente

Donde

$$X = \frac{\sum_{i=1}^n A_i x_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

$$X = \frac{1762,5 \text{ mm}^3}{141 \text{ mm}^2}$$

$$X = 12,5 \text{ mm}$$

Y que para determinar I_{XCGi} se presenta de la siguiente manera:

$$I_{XCGi} = I_{xi} + A_i * d^2$$

En el que

I_{xi} = Momento de inercia sobre el eje x

A_i = Área de la sección

d = Distancia entre ejes paralelos x

Y debido a cada uno de los valores obtenidos se mantendrá la misma relación de que los valores de la figura 1 y 2 como de 3 y 4 son iguales.

$$I_{XCG_{(1-2)}} = 7,03125 \text{ mm}^4 + (37,5 \text{ mm}^2) * (12,5 \text{ mm} - 0,75 \text{ mm})^2$$

$$I_{XCG_{(1-2)}} = 5184,37 \text{ mm}^4$$

y para 3 y 4

$$I_{XCG_{(3-4)}} = 1331 \text{ mm}^4 + (33 \text{ mm}^2) * (12,5 \text{ mm} - 12,5 \text{ mm})^2$$

$$IXCG_{(3-4)} = 1331 \text{ mm}^4$$

Luego sobre Y

$$Y = \frac{\sum_{i=1}^n Aix_i}{\sum_{i=1}^n Ai}$$

$$Y = \frac{1762,5 \text{ mm}^3}{141 \text{ mm}^2}$$

$$Y = 12,5 \text{ mm}$$

Y que para determinar IXCGi se presenta de la siguiente manera:

$$IYCGi = Iyi + Ai * d^2$$

en el que

Iyi= Momento de inercia sobre el eje y

Ai= Área de la sección

d= Distancia entre ejes paralelos y

Y para los valores de las secciones se calcula

$$IYCG_{(1-2)} = 1953,125 \text{ mm}^4 + (37,5 \text{ mm}^2) * (12,5 \text{ mm} - 12,5 \text{ mm})^2$$

$$IYCG_{(1-2)} = 1953,25 \text{ mm}^4$$

y para 3 y 4

$$IYCG_{(3-4)} = 6,1875 \text{ mm}^4 + (33 \text{ mm}^2) * (12,5 \text{ mm} - 0,75 \text{ mm})^2$$

$$IYCG_{(3-4)} = 4652,25 \text{ mm}^4$$

Una vez determinados los valores anteriormente determinados, se hace la sumatoria en las cuatro secciones y se procede a hacer el cálculo del radio mínimo de giro para luego hacer el chequeo por esbeltez.

Ahora para determinar el valor del diámetro mínimo se usa la siguiente ecuación:

$$rx = \sqrt{\frac{IXCGi \text{ total}}{Ai \text{ total}}}$$

Que reemplazando en la ecuación

$$r_x = \sqrt{\frac{13.030,75 \text{ mm}^4}{141 \text{ mm}^2}}$$

$$r_x = 9,62 \text{ mm}$$

Y para ry

$$r_y = \sqrt{\frac{13.030,75 \text{ mm}^4}{141 \text{ mm}^2}}$$

$$r_y = 9,62 \text{ mm}$$

Siendo $r_x=r_y$, y por ende el valor del radio mínimo es de 9,62 mm.

Luego de que se encuentra el radio mínimo se hace el chequeo por esbeltez reemplazando los valores

$$\frac{(0,5)(800 \text{ mm})}{9,62 \text{ mm}} \leq 300$$

Donde

$$41,58 \leq 300$$

Lo que se concluye que el perfil cumple con la aplicación para el que se va a aplicar.

Ahora que se cumplió con el chequeo por esbeltez se procede a la determinación del perfil que sostendrá la carga y también a la determinación de los arrojamientos de ser necesario para la estructura y para ello se inicia con la siguiente ecuación 29.

Ecuación 31. Factor del perfil de la estructura.

$$\lambda = \frac{K * L}{\pi r} \sqrt{\frac{S_y}{E}}$$

Tomado de mecánica de materiales de Beer and Jonhston quinta edición.

Donde

K= Factor de longitud efectiva

L= Longitud del elemento

r = Radio mínimo de giro

S_y = Esfuerzo de fluencia del material

E = Módulo de elasticidad del material

Por el cual se puede hallar el esfuerzo crítico del perfil, teniendo en cuenta dos acotaciones

$$\text{Si } \lambda < 1,5 \text{ entonces } \sigma_{cr} = (0,658^{\lambda^2}) * S_y$$

$$\text{Y si } \lambda > 1,5 \text{ entonces } \sigma_{cr} = \left(\frac{0,877}{\lambda^2}\right) * S_y$$

Una vez dicho esto se procede a hacer el respectivo cálculo

$$\lambda = \frac{(0,75) * (1000 \text{ mm})}{\pi(9,62 \text{ mm})} \sqrt{\frac{25,3 \text{ kgf/mm}^2}{20.349,32 \text{ kgf/mm}^2}}$$

$$\lambda = 0,70$$

Y entonces el valor de σ_{cr} será

$$\sigma_{cr} = (0,658^{(0,70)^2}) * 25,3 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{cr} = 20,60 \text{ kgf/mm}^2$$

Ahora se halla el $Rd1$ para el perfil.

$$Rd1 = \phi * A_g * \sigma_{cr}$$

Reemplazando

$$Rd1 = 0,85 * 141 \text{ mm} * 20,60 \text{ kgf/mm}^2$$

$$Rd1 = 2468,91 \text{ kgf}$$

y comparando con el valor de la carga mayorada se da la siguiente desigualdad donde

$$P_u = 1,4 * 14,121 \text{ kgf}$$

$$P_u = 19,77 \text{ kgf}$$

$$2468,91 \text{ kgf} > 19,77 \text{ kgf}$$

Viendo que, cumpliendo con la condición del perfil sobre la carga, se inicia con el cálculo del valor del arriostamiento que viene dado mediante la ecuación:

$$\frac{3}{4} * \left(\frac{Kc * Lc}{rc} \right) \geq \left(\frac{Ki * Li}{ri} \right)$$

Donde

Kc = Factor de longitud efectiva columna completa (Teniendo en cuenta el tipo de unión)

Lc = Longitud de la columna completa

rc = Radio de giro mínimo del conjunto estructural

Ki = Factor de longitud efectiva de la sección de la columna (Teniendo en cuenta el tipo de unión en los arriostamientos, se escoge el mayor)

Li = Longitud entre arriostamientos

ri = Radio de giro mínimo de un solo perfil

En donde es importante conocer el punto en el que debe estar ubicado el arriostamiento para la columna.

$$Li = \frac{3}{4} * \left(\frac{Kc * Lc}{rc} \right) * \left(\frac{ri}{Ki} \right)$$

$$Li = \frac{3}{4} * \left(\frac{0,75 * 800 \text{ mm}}{9,62 \text{ mm}} \right) * \left(\frac{9,62 \text{ mm}}{0,75} \right)$$

$$Li = 600 \text{ mm}$$

Por ende, se deduce que el valor por el cual se debe colocar el arriostamiento es a 600 mm para cumplir con la construcción ideal para la estructura.

Ahora para la determinación de las otras estructuras se definió continuar utilizando el perfil cuadrado de 25X25 mm debido que para el sistema de perfilado la desigualdad entre la carga mayorada y la resistencia de diseño es considerable para soportar la estructura.

Dicho esto, se hará la determinación de la estructura del mecanismo de grafado donde se realizó el cálculo de la masa presente sobre la estructura obteniendo un valor de 50 kgf teniendo en cuenta el peso de las guías de perfil de la espiral y los rodillos de conformación del grafado.

Dado el peso se hará el cálculo de la carga mayorada

$$Pu = 1,4 * D$$

$$Pu = 1,4 * 50 \text{ kgf}$$

$$Pu = 70 \text{ kgf}$$

Y que con la carga mayorada se determinará el área gross requerido para la carga aplicada

$$Ag = \frac{Rd1}{\phi * Sy}$$

Donde reemplazando los valores en la ecuación

$$Ag = \frac{50 \text{ kgf}}{(0,85) * (25,3 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2})}$$

$$Ag = 3,25 \text{ mm}$$

Y para el chequeo por esbeltez se utiliza la ecuación que se utilizó para el sistema anterior con el mismo radio de giro mínimo de 9,62 mm

$$\frac{(0,75) * (600 \text{ mm})}{9,62 \text{ mm}} \leq 300$$

$$46,77 \leq 300$$

Donde el perfil cumple con la carga aplicada.

Luego para la columna se determina el valor de λ :

$$\lambda = \frac{(0,75) * (600 \text{ mm})}{\pi(9,62 \text{ mm})} \sqrt{\frac{25,3 \text{ kgf/mm}^2}{20349,32 \text{ kgf/mm}^2}}$$

$$\lambda = 0,525$$

Donde para el valor del esfuerzo crítico

$$\sigma_{cr} = (0,658^{(0,525)^2}) * 25,3 \text{ kgf/mm}^2$$

Siendo este

$$\sigma_{cr} = 22,54 \text{ kgf/mm}^2$$

Ahora con esto se podrá calcular la resistencia de diseño para el perfil

$$Rd1 = 0,85 * 141 \text{ mm} * 22,54 \text{ kgf/mm}^2$$

$$Rd1 = 2701,4 \text{ kgf}$$

$$Pu = 1,4 * 12,5 \text{ kgf}$$

$$Pu = 17,5 \text{ kgf}$$

Que comparado con la carga mayorada el perfil funcionará de la mejor manera ya que la desigualdad muestra que los valores del uno y el otro son bastante considerables. En cuanto a los arriostamientos se obtiene los mismos valores debido a que el perfil tiene tanto las dimensiones como la altura de este.

Ahora se continua con la determinación de la mesa de proceso fabricación del conducto en espiral y la mesa en donde se ira a almacenar el conducto logrando tener un valor máximo de 5 conductos para ser colocados luego de que ya han sido construidos. Así como se ha mencionado en esta sección del documento cada uno de los componentes de la estructura deben generar un peso mediante el cual se calcula la estructura para el caso de esta que se irá a determinar, se tomó el conducto con las dimensiones más grandes dentro de la construcción del conducto siendo así uno de 40 in con un largo de 3 m, logrando obtener un valor de 90,15 kg de acuerdo al calibre y propiedades del material.

Que para el cálculo de carga mayorada de la mesa de fabricación se obtuvo

$$Puf = 1,4 * 90,15 \text{ kgf}$$

$$Puf = 126,21 \text{ kgf}$$

Y para la de almacenamiento

$$Pua = 1,4 * (5 * 90,15 \text{ kgf})$$

$$Pua = 631,05 \text{ kgf}$$

Y así se hallará el valor del área gross para ambas mesas

$$Ag = \frac{Rd1}{\phi * Sy}$$

Donde reemplazando los valores en la ecuación

$$A_{gf} = \frac{90,15 \text{ kgf}}{(0,85) * (25,3 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2})}$$

$$A_{gf} = 4,29 \text{ mm}$$

$$A_{ga} = \frac{631,05 \text{ kgf}}{(0,85) * (25,3 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2})}$$

$$A_{ga} = 29,34 \text{ mm}$$

Ya con esto se hace el chequeo por esbeltez

$$\frac{(0,75) * (3200 \text{ mm})}{9,62 \text{ mm}} \leq 300$$

$$249,48 \leq 300$$

Siendo este para las dos estructuras y corroborando que el perfil cumple con la carga aplicada.

Luego para la columna se determina el valor de λ siendo igual para ambas estructuras:

$$\lambda = \frac{(0,75) * (800 \text{ mm})}{\pi(9,62 \text{ mm})} \sqrt{\frac{25,3 \text{ kgf/mm}^2}{20349,32 \text{ kgf/mm}^2}}$$

$$\lambda = 0,70$$

Donde para el valor del esfuerzo crítico

$$\sigma_{cr} = (0,658^{(0,70)^2}) * 25,3 \text{ kgf/mm}^2$$

Siendo este

$$\sigma_{cr} = 20,60 \text{ kgf/mm}^2$$

Ahora con esto se podrá calcular la resistencia de diseño para el perfil

$$R_{d1} = 0,85 * 141 \text{ mm} * 18,36 \text{ kgf/mm}^2$$

$$R_{d1} = 2468,91 \text{ kgf}$$

Y para la determinación de la carga mayorada

$$P_{uf} = 1,4 * 22,53 \text{ kgf}$$

$$P_{uf} = 31,55 \text{ kgf}$$

y la de almacenamiento

$$P_u = 1,4 * 157,76 \text{ kgf}$$

$$P_u = 220,86 \text{ kgf}$$

Concluyendo que para cada una de las cargas con las que cuenta el sistema de la máquina se garantiza que el perfil cuadrado de 25X25 mm resistirá todas las posibles cargas que sean aplicadas a cada uno de los subsistemas de la máquina.

5.4.2 Determinación de la soldadura. Para el ajuste de los perfiles que forman parte de las bases que se deben tener en cuenta que lo más recomendado para este tipo de perfiles metálicos el método más efectivo es de la soldadura. Dado que se usará soldadura se debe tener en cuenta el tipo de soldadura que se irá a aplicar sobre el área a juntar.

Con esto se determinan los posibles esfuerzos que se pueden presentar sobre el perfil cuadrado que se va a trabajar. Este viene dado de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{F_p}{A_w}$$

Para cargas de compresión y

$$f = \frac{F_c}{A_w}$$

Para cargas cortantes

Donde

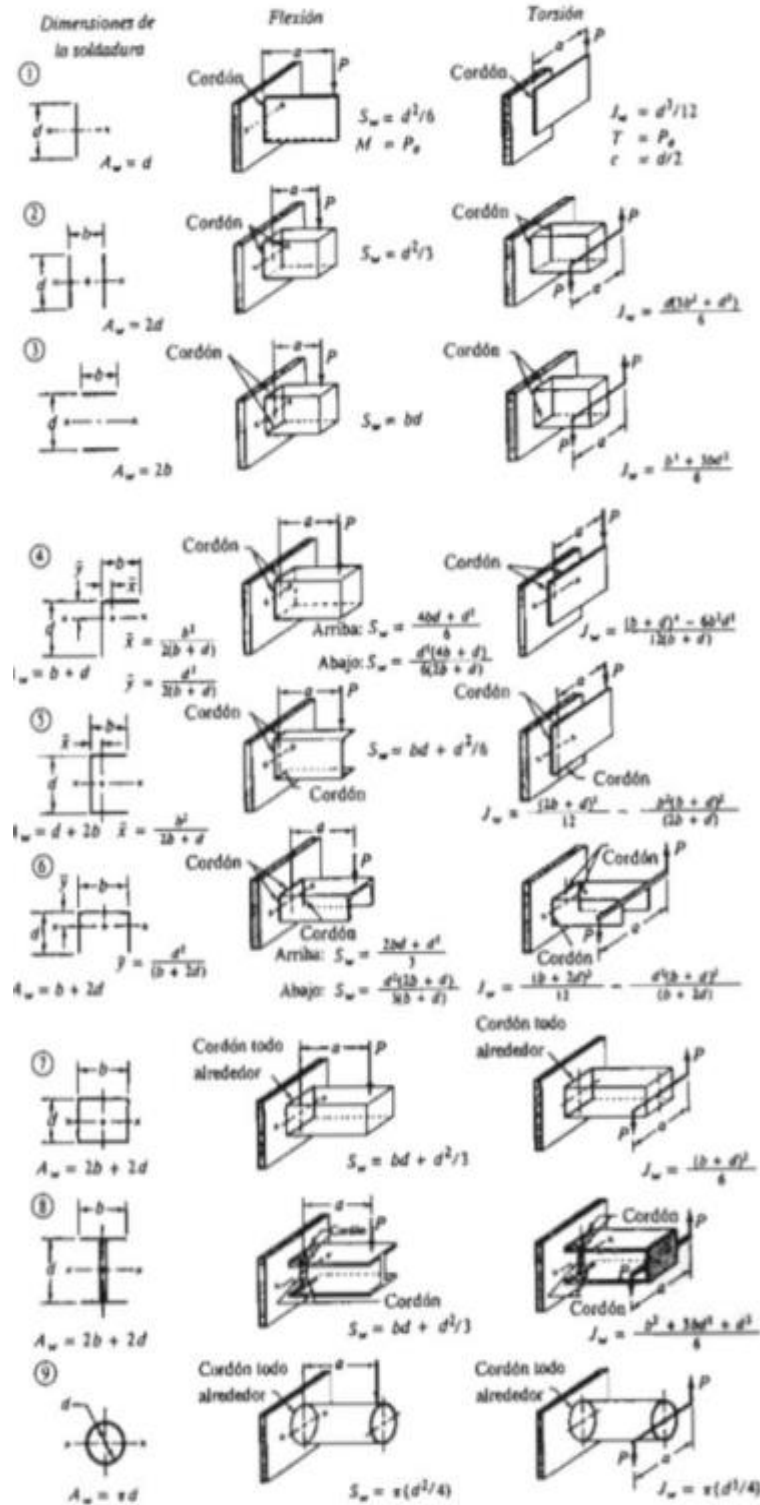
F_p = Fuerza de compresión

F_c = Fuerza cortante

A_w = Pulgada de soldadura

Ahora se puede determinar el factor geométrico de la soldadura dada por la siguiente tabla (imagen 57).

Imagen 57. Datos parámetros de diseño radio mínimo de giro.



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Con esta tabla se seleccionó para aun perfil cuadrado la siguiente ecuación.

$$Aw = 2b + 2d$$

que para el perfil cuadrado reemplazando los valores del perfil

$$Aw = 2 * (1 \text{ in}) + 2 * (1 \text{ in})$$

$$Aw = 4 \text{ in}$$

Ahora con el perfil determinado se calcula el valor de la máxima fuerza de compresión que en este caso se presenta para la mesa de almacenamiento con una carga de 450,75 kgf = 993,9 lbf que es el valor de la fuerza aplicada por los cinco conductos que estaran almacenados.

$$f = \frac{993,9 \text{ lbf}}{4 \text{ in}}$$

$$f = 248,47 \frac{\text{lbf}}{\text{in}}$$

Luego para la carga cortante se tiene en cuenta la máxima carga vetical que se ejerce sobre la estructura siendo un valor de 112,68 kgf = 248,47 lbf.

$$f = \frac{248,47 \text{ lbf}}{4 \text{ in}}$$

$$f = 62,11 \frac{\text{lbf}}{\text{in}}$$

Ahora de acuerdo a la siguiente tabla se determina el valor del ancho de la soldadura teniendo en cuenta la fuerza admisible por lado de pulgada.

Tabla 33. Esfuerzos cortantes y esfuerzos sobre soldadura.

Grado ASTM de metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios:	E 60	13600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E 70	15800 psi	11200 lb/pulg
Estructuras de edificios:			
A 36,A 441, A 242	E 60	12400 psi	8800 lb/pulg
A36, A441, A242	E 70	14700 psi	10400 lb/pulg

Fuente: elaboración propia Tomado de: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación de México, S.A. 2006.

Entonces el valor de la soldadura será

$$w = \frac{310,58 \text{ lb/in}}{9.600 \text{ lb/in}}$$

$$w = 0,032 \text{ in}$$

Donde se recomienda un valor de soldadura de 0,032 in pero debido al espesor del perfil, el más adecuado es el de 3/16 in.

5.5 SISTEMA DE CORTE

Como se comentó en el capítulo 4, se seleccionó el sistema de corte de sierra de disco donde se consideró la alternativa que garantice tanto en funcionalidad como en el ámbito económico. Para la selección del disco de corte se determinó mediante la siguiente empresa en donde se referencian las características de este y se relacionan a continuación (imágenes 58 y 59):

Imagen 58. Especificaciones sierra circular.

SPECIFICATION

- Rated power input: 1,700 W
- No-load speed: 5,000 rpm
- Weight: 7.5 kg
- Saw blade bore diameter: 30.0 mm
- Saw blade diameter: 235 mm
- Cutting depth (90°): 85 mm
- Cutting depth (45°): 65 mm

Fuente: POWERTOOL WORLD. Disponible en: <https://www.powertoolworld.co.uk/bosch-gks-85-circular-saw-non-g-version> .Consultado (16/11/2018)

Imagen 59. Sierra circular.



Fuente: POWERTOOL WORLD. Disponible en: <https://www.powertoolworld.co.uk/bosch-gks-85-circular-saw-non-g-version> .Consultado (13/11/2018)

Ahora bien, para que se pueda dar funcionalidad a este sistema se debe tener en cuenta que a medida que el conducto va avanzando también irá avanzando el mecanismo de corte. Dicho esto se decidió realizar un sistema de transmisión por cremallera piñón del cual se hará su respectiva especificación.

Para comenzar se definieron los siguientes parámetros de entrada para así ya lograr obtener el sistema de transmisión más adecuado a la necesidad presentada por la máquina.

Número de dientes (z) = 15

Paso (P) = $5/8''$ (15,87 mm)

Luego teniendo solo los valores anteriormente referenciados se procede a calcular el diámetro primitivo para el piñón

$$Dp = \frac{P}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)}$$

Donde reemplazando los valores se obtiene el valor del diámetro primitivo

$$Dp = \frac{15,87 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180}{15}\right)}$$

$$Dp = 76,33 \text{ mm}$$

Y con esto es posible hallar el módulo para luego hallar el valor del diámetro exterior del piñón, dado de la siguiente ecuación

$$M = \frac{Dp}{z}$$

que reemplazando

$$M = \frac{76,33 \text{ mm}}{15}$$

$$M = 5,08$$

Ahora el diámetro exterior

$$De = M * (z + 2)$$

$$De = 5 * (15 + 2)$$

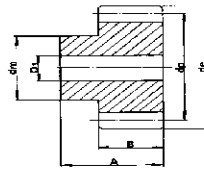
$$De = 85 \text{ mm}$$

Con los datos anteriormente obtenidos se escoge el piñón más acorde a la especificación requerida

Tabla 34. Especificaciones piñón sistema de transmisión.

S T R A I G H T S P U R G E A R S

**Straight gears
with side hub**
Pressure angle 20°



MATERIAL: C 45 – UNI 7845

WIDTH of SURFACE "B" for:

MODULE 1	=	15 mm.
MODULE 1.5	=	17 mm.
MODULE 2	=	20 mm.
MODULE 2.5	=	25 mm.
MODULE 3	=	30 mm.
MODULE 4	=	40 mm.
MODULE 5	=	50 mm.
MODULE 6	=	60 mm.

TOTAL HEIGHT "A" for:

MODULE 1	=	25 mm.
MODULE 1.5	=	30 mm.
MODULE 2	=	35 mm.
MODULE 2.5	=	40 mm.
MODULE 3	=	50 mm.
MODULE 4	=	60 mm.
MODULE 5	=	75 mm.
MODULE 6	=	80 mm.

Z	MODULE 3				MODULE 4				MODULE 5				MODULE 6			
	d _e	d _p	d _m	D ₁	d _e	d _p	d _m	D ₁	d _e	d _p	d _m	D ₁	d _e	d _p	d _m	D ₁
12	42	36	25	12	56	46	35	14	70	60	45	16	84	72	54	60
13	45	39	25	12	60	52	40	14	75	65	50	16	90	78	60	
14	48	42	30	12	64	56	45	14	80	70	55	20	102	90	70	
15	51	45	35	12	68	60	45	14	85	75	60	20	108	96	75	
16	54	48	38	15	72	64	50	15	90	80	65	20	120	108	80	
17	57	51	42	15	76	68	50	15	95	85	70	20	132	120	90	
18	60	54	45	15	80	72	50	15	100	90	70	20	144	120	90	
19	63	57	45	15	84	76	60	15	105	95	70	20	156	144	110	
20	66	60	45	15	88	80	60	15	110	100	80	20	162	150	110	
21	69	63	45	15	92	84	70	20	115	105	80	20				
22	72	66	50	15	96	88	70	20	120	110	80	25				
23	75	69	50	15	100	92	75	20	125	115	90	25				
24	78	72	50	16	104	96	75	20	130	120	90	25				
25	81	75	60	16	108	100	75	20	135	125	90	25				
26	84	78	60	16	112	104	75	20	140	130	100	25				
27	87	81	60	16	116	108	75	20	145	135	100	25				
28	90	84	60	16	120	112	75	20	150	140	100	25				
29	93	87	60	16	124	116	75	20	155	145	100	25				
30	96	90	60	16	128	120	75	20	160	150	100	25				
31	99	93	70	20	132	124	80	20								
32	102	96	70	20	136	128	80	20								
33	105	99	70	20	140	132	80	20								
34	108	102	70	20	144	136	80	20								
35	111	105	70	20	148	140	80	20								
36	114	108	70	20	152	144	80	20								
37	117	111	80	20												
38	120	114	80	20												
39	123	117	80	20												
40	126	120	80	20												
41	129	123	90	20												
42	132	126	90	20												
43	135	129	90	20												
44	138	132	90	20												
45	141	135	90	20												
46	144	138	90	20												
47	147	141	90	20												
48	150	144	100	20												

Fuente: CHIARAVALLI. Disponible en: <http://www.indarbelt.es/html/productos/engranescyremalleras.htm>. Consultado (16/11/2018)

Donde por medio de la tabla se logra validar las dimensiones del piñón que anteriormente se calcularon y con un módulo de 5.

Y con el piñón ya determinado se hace la selección de la cadena para complementar la transmisión.

Tabla 35. Especificaciones cremallera para transmisión.

R A C K S

MATERIAL: C40 - DRAWN - STANDARDISED

Module	Dimensions b x h		h _o	L	kg.
	b	h			
1	15	15	14	500	0.820
	15	15	14	1000	1.640
	15	15	14	2000	3.200
1.5	17	17	15.5	500	1.000
	17	17	15.5	1000	2.050
	17	17	15.5	2000	4.000
2	20	20	18	500	1.410
	20	20	18	1000	2.750
	20	20	18	2000	5.500
2.5	25	25	22.5	500	2.100
	25	25	22.5	1000	4.500
	25	25	22.5	2000	9.000
3	30	30	27	500	3.100
	30	30	27	1000	6.500
	30	30	27	2000	13.000
4	30	30	26	500	3.050
	30	30	26	1000	6.100
	30	30	26	2000	12.500
4	40	40	36	500	5.500
	40	40	36	1000	11.000
	40	40	36	2000	23.000
5	50	50	45	500	8.300
	50	50	45	1000	17.500
	50	50	45	2000	35.000
6	60	60	54	500	12.650
	60	60	54	1000	25.500
	60	60	54	2000	51.000

Racks
Pressure angle 20°

N.B. We manufacture racks from M7 to M16, on request.

CHIARAVALLI Trasmissioni spa

Fuente: CHIARAVALLI. Disponible en: <http://www.indarbelt.es/html/productos/engranesycremalleras.htm>. Consultado (16/11/2018)

Luego con la selección tanto del piñón como de la correa, se deberá realizar el torque y potencia requerida para el sistema de corte. Para esto, se debe calcular el avance que hará el piñón sobre la cremallera.

$$A = \pi * Dp$$

$$A = \pi * (76,33 \text{ mm}) = 0,239 \text{ m}$$

Luego se mostrará una tabla de determinación de los valores de velocidad respecto a los diferentes diámetros para así poder determinar el valor de las revoluciones que deberá tener el sistema de transmisión con respecto a los cambios de dimensión.

Tabla 36. Relaciones de velocidad respecto del diámetro.

Diametro de ducteria	Perimetro de ducteria	Velocidad de entrada lamina	Tiempo de ciclo	Ancho de fleje	Velocidad de avance de fabricación
(in)	(m)	(m/s)	(s)	(m)	(m/s)
5	0,39	1	0,40	0,1	0,25
6	0,47	1	0,49	0,1	0,20
7	0,55	1	0,56	0,1	0,17
8	0,63	1	0,64	0,1	0,15
9	0,71	1	0,72	0,1	0,13
10	0,79	1	0,80	0,1	0,12
11	0,87	1	0,88	0,1	0,11
12	0,95	1	0,96	0,1	0,10
13	1,03	1	1,04	0,1	0,10
14	1,11	1	1,12	0,1	0,09
15	1,19	1	1,20	0,1	0,08
16	1,27	1	1,28	0,1	0,08
17	1,35	1	1,36	0,1	0,07
18	1,43	1	1,44	0,1	0,07
19	1,51	1	1,52	0,1	0,06
20	1,59	1	1,59	0,1	0,06
21	1,67	1	1,67	0,1	0,06
22	1,75	1	1,75	0,1	0,06
23	1,83	1	1,83	0,1	0,05
24	1,91	1	1,91	0,1	0,05
25	1,99	1	1,99	0,1	0,05
26	2,07	1	2,07	0,1	0,05
27	2,15	1	2,15	0,1	0,05
28	2,23	1	2,23	0,1	0,04
29	2,31	1	2,31	0,1	0,04
30	2,39	1	2,39	0,1	0,04
31	2,47	1	2,47	0,1	0,04
32	2,55	1	2,55	0,1	0,04
33	2,63	1	2,63	0,1	0,04

Continuación de tabla 36.

Diametro de ducteria	Perimetro de ducteria	Velocidad de entrada lamina	Tiempo de ciclo	Ancho de fleje	Velocidad de avance de fabricación
34	2,71	1	2,713079416	0,1	0,036
35	2,79	1	2,792875869	0,1	0,035
36	2,87	1	2,872672322	0,1	0,034
37	2,95	1	2,952468776	0,1	0,033
38	3,03	1	3,032265229	0,1	0,032
39	3,11	1	3,112061683	0,1	0,032
40	3,19	1	3,191858136	0,1	0,031

Fuente: elaboración propia

Dentro de los valores que se encuentran presentes dentro de la tabla se toma el valor de velocidad de avance más alto para así considerar el valor requerido para el caso más significativo.

Con el avance y la velocidad se podrá determinar el valor de las revoluciones a las que deberá funcionar el sistema de transmisión por piñón cremallera.

$$n = \frac{Va * 60}{A}$$

Donde

Va = Velocidad de avance
n = Revoluciones por minuto
A = Avance

Que reemplazando

$$n = \frac{(0,2506 \frac{m}{s}) * 60}{(0,239 m)}$$

$$n = 62,7 rpm$$

Ahora con esto se puede determinar el torque, en donde se tiene en cuenta la fuerza que en este caso es la carga que genera la sierra circular (2,7 kgf) y la distancia a la que llegará el sistema de corte (9,996 mm=0,09996 m).

Por ende, para el torque se usa:

$$T = F * d$$

Donde

T= Torque

F= Fuerza

d= Distancia

$$T = 2,7 \text{ kgf} * 0,09996 \text{ m}$$

$$T = 0,2698 \text{ kgf.m}$$

Y luego se hará el respectivo cálculo de la potencia requerida para que el sistema de transmisión funcione de la manera más acorde a la funcionalidad esperada.

$$P = \frac{T * n}{746}$$

donde reemplazando en la ecuación

$$P = \frac{(0,2698 \text{ kgf.m}) * (62,7 \text{ rpm})}{746}$$

Entonces el valor de la potencia requerida será:

$$P = 0,020 \text{ Hp}$$

Es decir un motor aproximado de 1/50 Hp.

6. SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se evaluará por el método de elementos finitos, uno de los elementos más críticos de la máquina, el cual se desarrollará por medio del software de la empresa de Siemens, N.X. 12. Dicha herramienta permite simular las condiciones y variables a las que puede estar expuesto un elemento mecánico, así mismo, calcular los esfuerzos y deformaciones, dando a los diseñadores la posibilidad de ajustar sus diseños, sin necesidad de recurrir a ensayos mecánicos costosos de materia prima.

Para este proyecto se simulará el primer dado móvil del subsistema de grafado, ya que, es uno de los elementos que se encuentra sometido a las cargas más elevadas de la máquina y a condiciones como son fricción y desgaste del elemento, siendo así uno de los elementos más críticos de la máquina. A continuación, se mostrará el proceso de simulación realizado:

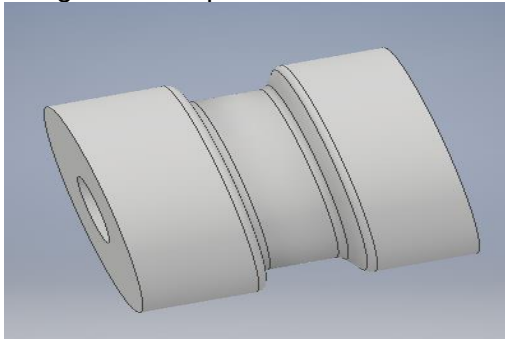
6.1 MODELADO DE PIEZA Y DEFINICIÓN DE MATERIAL

Para la realización del modelado de la pieza a simular se debe tener en cuenta el desarrollo de cálculos para poder definir la geometría de la pieza. La definición de dichos parámetros se observa en el apartado 5.3.3, donde se calcularon los diámetros, las longitudes a las que se encuentra cada sección del dado y los radios de redondeo en los cambios de sección para evitar puntos de concentración de esfuerzos. Por otra parte, es importante la definición del material con el cual se va a fabricar el elemento, teniendo en cuenta las siguientes propiedades mecánicas:

- Límite de fluencia.
- Relación de Poisson.
- Resistencia a la tensión.

En la imagen 60 se observa la pieza en 3D a simular, las dimensiones de en detalle de la pieza se observan los planos de fabricación de las piezas.

Imagen 60. Esquema en 3D del dado.

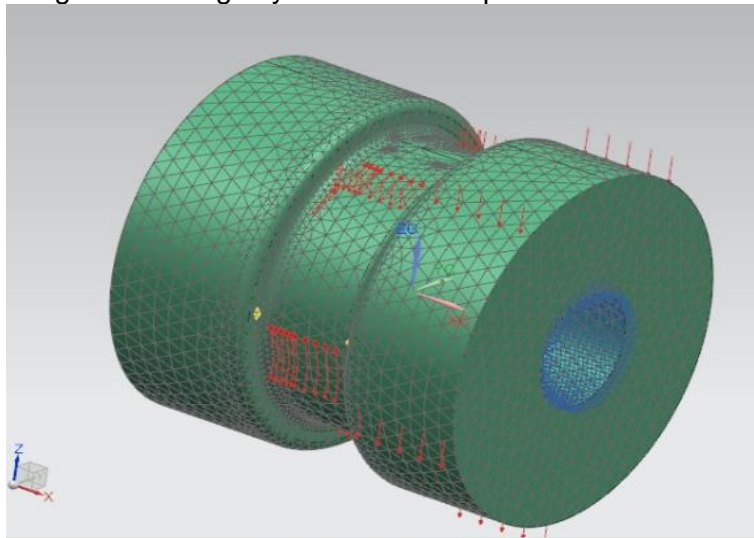


Fuente: elaboración propia

Para la aplicación de las cargas e identificación de los apoyos se tuvo en cuenta los análisis de cargas que actúan sobre el dado, dado a las reacciones que se presentan al momento de realizar la chapa del conducto (ver imagen 61).

Por otra parte, la identificación de los apoyos o restricciones va ligada a la interpretación de los grados de libertad al que se encuentra la pieza. En este caso, por ser un elemento rotativo y cuya funcionalidad es rotar libremente con restricción en la traslación, se definió en cada uno de los apoyos la opción "Traslación fija" (Ver imagen 61). El apartado 5.3.6.3 nos muestra en detalle las direcciones de las fuerzas y restricciones que actúan sobre la pieza. (Ver imagen 50).

Imagen 61. Cargas y restricciones aplicadas en el dado.

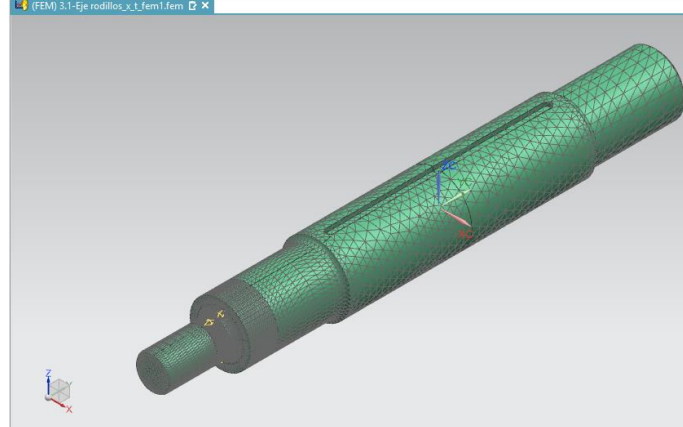


Fuente: elaboración propia

6.2 CREACIÓN DE MALLA

El enmallado dentro del análisis por elementos finitos es uno de los criterios más importantes, debido a que de este depende la variación en los resultados y el acercamiento a un posible resultado real. En este caso, el enmallado se realizó en primera instancia, por la conformación automática y por el tipo de elemento tetraédrico, con un tamaño de malla grande, en este caso generada automáticamente por el software de 6, con el fin de realizar una solución rápida, evitando generar costos computacionales elevados y agilizando el proceso de inspección visual de las posibles ubicaciones de acumuladores de esfuerzos (Ver imagen 62).

Imagen 62. Detalle de creación de la malla.



Fuente: elaboración propia

6.3 REFINAMIENTO DE MALLA

Teniendo en cuenta la inspección visual realizada, donde se pretende identificar los puntos o áreas donde se represente en mayor magnitud los esfuerzos generados por las cargas sobre la pieza, se dispone a realizar un refinamiento de malla sobre dichas superficies, con el fin de llegar a una convergencia en los datos. En la (tabla 37) se muestran las variables de refinamiento de malla, la cual se evaluó iniciando con el tamaño de malla sugerido por el software (13), y posteriormente se disminuyó en un 60% de este valor; teniendo en cuenta que los valores de los esfuerzos nodales representaban una gran diferencia en su magnitud. Luego de disponer valores cercanos en los esfuerzos nodales, se procedió a disminuir en un milímetro el tamaño de la malla.

Tabla 37. Análisis de elementos finitos en el eje.

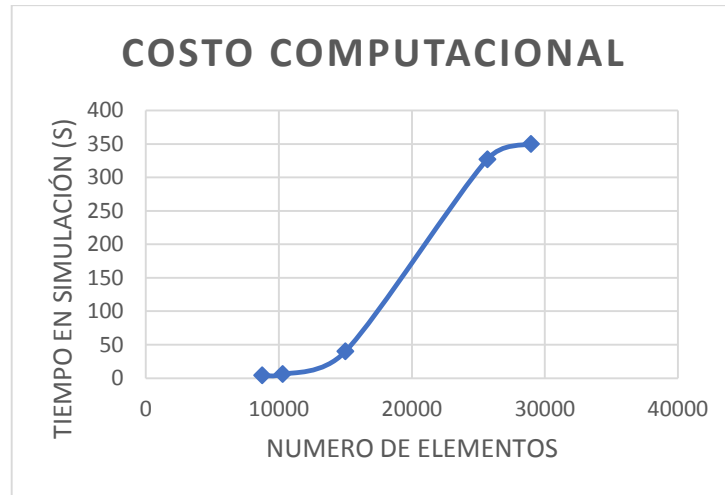
ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS- DADO MÓVIL						
Ítem	# de elementos	tamaño de malla (mm)	tiempo (s)	max desplazamiento (mm)	σ max nodal sin promediar Von Mises (MPa)	σ max nodal promedio Von Mises (MPa)
1	8742	6,43	4	0,0004112	18,91	14,55
2	10288	5	6	0,000411	19,9	14,39
Malla 100	15000	4	40	0,0004103	19,55	15,95
Malla 500	25689	2	327	0,0004119	21,68	18,39
Malla 700	28953	2	350	0,0004117	21,91	19,09

Fuente: elaboración propia

6.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Dados los resultados anteriores en la tabla 37, a continuación, se muestra los gráficos de resultados correspondientes a los costos computacionales (ver gráfico 45).

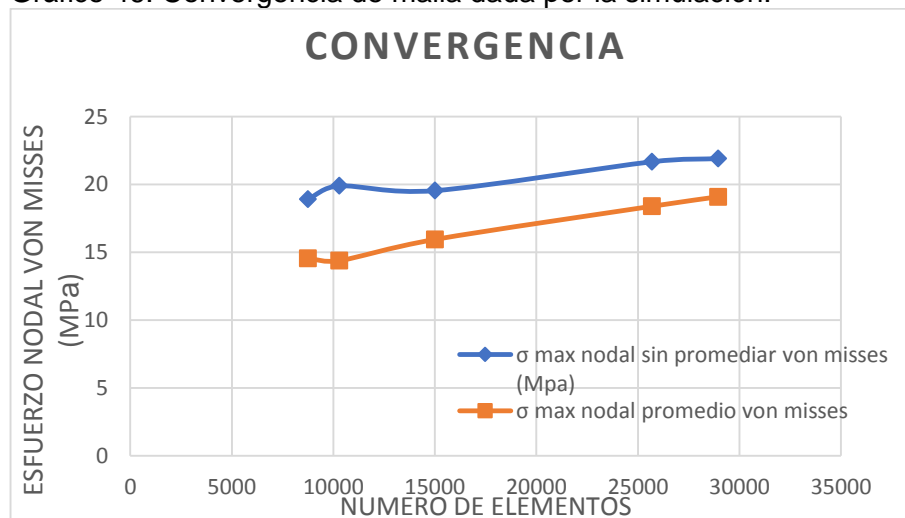
Gráfico 45. Comportamiento costo computacional vs número de elementos.



Fuente: elaboración propia

Los costos computacionales van directamente relacionados al refinamiento de la malla, ya que al disponer un enmallado más refinado la cantidad de elementos aumentan, produciendo un incremento al tiempo de solución de la simulación, que, a su vez, dicho tiempo se ve representado en dinero relacionado a la licencia y en consumo de energía.

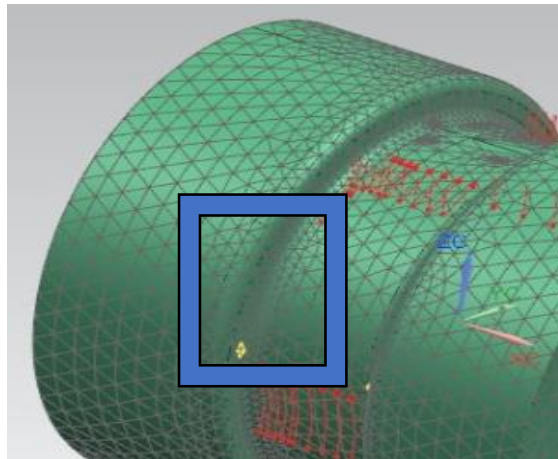
Gráfico 46. Convergencia de malla dada por la simulación.



Fuente: elaboración propia

En la (gráfica 46) se muestra la relación entre los números de elementos simulados y los esfuerzos nodales sin promedio y con promedio. Para los primeros resultados, se observa la mayor diferencia en la magnitud de los esfuerzos, la cual disminuye al aumento de número de elementos. A partir de la solución 3 se observa que la diferencia de los elementos disminuyó considerablemente, esto debido a que, se realizó un refinamiento localizado, sobre la superficie crítica del elemento (ver imagen 63).

Imagen 63. Detalle refinamiento de malla zona crítica del dado.



Fuente: elaboración propia

Las iteraciones finales varían su magnitud en 1,04% para los esfuerzos nodales no promediados y en 3,66% para los esfuerzos nodales promediados, manteniendo la relación entre los esfuerzos nodales presentes en la ecuación.

$$\% \text{ diferencia} = \left| \frac{(\sigma_5 - \sigma_4)}{\sigma_5} \right| \times 100$$

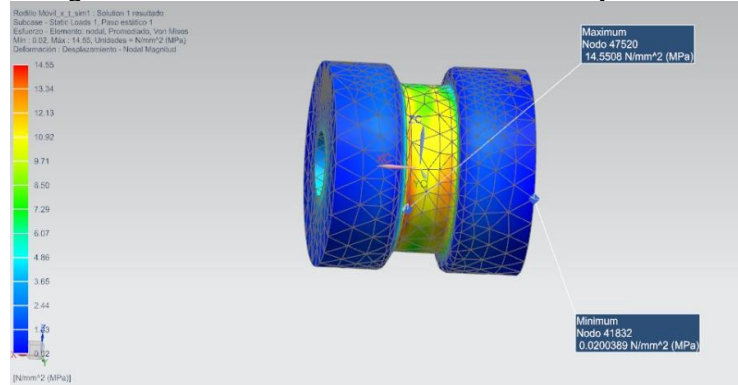
$$\% \text{ diferencia } \sigma = \left| \frac{(21,91 - 21,68)}{21,91} \right| \times 100 = 1,04\%$$

$$\% \text{ diferencia } \sigma \text{ prom} = \left| \frac{(19,09 - 18,39)}{19,09} \right| \times 100 = 3,66\%$$

Teniendo en cuenta la información anterior, se decidió evaluar el valor de factor de seguridad con los valores de la última solución, ya que se encontraron datos convergentes valores de discrepancia mínimos. A continuación, se muestran el cálculo del valor de factor de seguridad y los valores de la solución 5, teniendo en cuenta el valor del S_y del acero 1045.

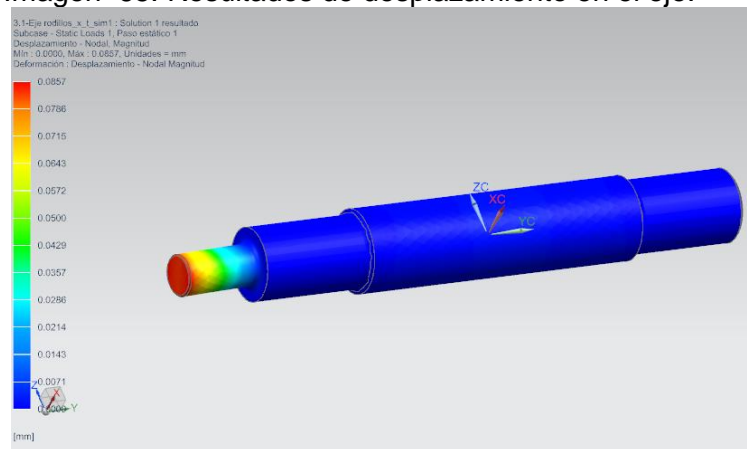
$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{620 \text{ MPa}}{21,91 \text{ MPa}} = 28.29$$

Imagen 64. Resultados de esfuerzos en el eje.



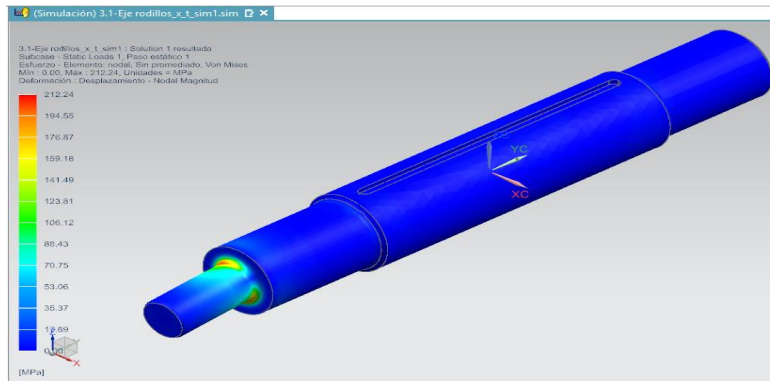
Fuente: elaboración propia

Imagen 65. Resultados de desplazamiento en el eje.



Fuente: elaboración propia

Imagen 66. Resultados de esfuerzos luego del refinamiento de malla.



Fuente: elaboración propia

7. MANUALES DE OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y MONTAJE DE LA MÁQUINA.

La máquina está diseñada para fabricar ductería con grafado en espiral, estos ductos son usados generalmente para la instalación de sistemas de ventilación. La máquina se compone principalmente del desbobinador, el cual tiene como función desdoblar el rollo de lámina para poder ser trabajado. La segunda parte de la maquina es la más importante, ya que está el sistema de rodillos encargados de hacer el debido proceso de grafado, y por último tenemos la mesa donde llegará nuestro ducto terminado. En este capítulo se indica el método correcto de instalación, operación y mantenimiento que se debe tener en cuenta para que opere de manera óptima y con indicaciones correctas, para un buen mantenimiento del sistema de fabricación de conductos con grafado en espiral.

7.1 MANUAL DE INSTALACIÓN

Inicialmente se debe tener en cuenta que para la instalación de la máquina se deben utilizar las herramientas adecuadas para cada procedimiento, con el fin de evitar daños en la misma y por consiguiente, cerciorar la seguridad del operario; por lo que se debe entregar la maquina funcionando y realizando el proceso requerido.

Nota: La máquina funcionará solamente si tiene la configuración de calibre a utilizar para trabajar, de lo contrario no iniciará su operación.

7.1.1 Delimitación y señalización de instalación. El sitio donde se desee instalar la máquina debe estar demarcado y señalizado, para que las personas del área estén enteradas que una nueva máquina se ubicará en este sitio, de manera que se pueda evitar accidentes en el lugar de trabajo (Imagen 67).

Imagen 67. Elementos para señalizar áreas industriales.



Fuente: SEGURVIAL. Disponible en: <http://segurvial.co/index.php/seguridad-industrial/senalizacion-y-demarcacion-de-plantas-y-bodegas-industriales>. Consultado (18/11/2018)

7.1.2 Transporte en sitio. Para poder llevar la maquina al nuevo lugar se debe contar con señalizaciones, personas capacitadas y un montacargas capaz de llevar la máquina hasta el sitio, garantizando la mejor seguridad posible durante el proceso (imagen 68).

Imagen 68. Accesorios de señalización vial.



Fuente: SEÑALIZACIÓN VIAL, Disponible en: <http://ro.com.uy/2018/07/30/curso-sobre-senalizacion-vial/>. Consultado (13/11/2018)

7.1.3 Accesorios de instalación. La instalación de este equipo se subdivide en 4 subsistemas importantes, los cuales deben tener unos pasos a seguir para lograr una buena instalación.

- Estructura. La máquina fue diseñada para hacer el proceso de grafado en láminas de calibres 18, 20, 22 y 24, de manera que de acuerdo a estos calibres, se pueda proporcionar el soporte correspondiente para el peso del material y cada ducto fabricado, así como los soportes para cada uno de los componentes de la máquina (imagen 69).

Imagen 69. Bases máquina de Spiroducto.



Fuente: SPIRO INTERNATIONAL.Espiral tubeformers, Disponible en: <http://www.roboplasma.com.mx/tubeformers.htm>. Consultado (18/11/2018)

- Desbobinador. Después de hacer la debida instalación de la estructura se debe proceder con el sistema del desbobinador, cuyo propósito es suministrar materia prima a nuestra máquina. Este sistema es importante, ya que es el encargado de dirigir el material para poder empezar con el proceso de manufactura (imagen 70).

Imagen 70. Sistema del desbobinador.



Fuente: SPIRODUCTO XLA-85, Disponible en: <https://www.tecnomaquinaria.com/productos.php?cat=50>. Consultado (18/11/2018)

- Sistema grafado por rodillos. Este sistema es el más importante de la máquina y el más delicado en la instalación ya que se debe procurar el cuidado durante el posicionamiento de los dados o rodillos. Este consta de 4 líneas de rodillos, los primeros realizan la tarea de alineamiento dentro de la máquina y son los que poseen la potencia de la misma, por medio de Catarina y cadenas; luego hay un sistema para formar el ducto con el diámetro que se desea, y por último, el más importante de los rodillos, el que da el grafado al ducto. Para la instalación de este sistema se debe tener especial cuidado, ya que estos sistemas ya vienen con el ángulo indicado para hacer la operación (imagen 71).

Imagen 71. Línea de rodillos del sistema.



Fuente: SPIRO INTERNATIONAL, Espiral tubeformers, Disponible en: <http://www.roboplasma.com.mx/tubeformers.htm>. Consultado (13/11/2018)

- Mesa de distribución. Este componente es el último instalado, en este paso es donde llega el ducto terminado, esta estructura está diseñada para soportar el peso de más de 6 ductos (imagen 72).

Imagen 72. Mesa de almacenamiento ductos.



Fuente: SPIRO INTERNATIONAL Disponible en:
<http://www.spiro.ch/es/machines/tubeformer-2020>. Consultado
(18/11/2018)

- Conexiones eléctricas. El último proceso para entregar la máquina en funcionamiento es realizar la conexión eléctrica de los componentes para el inicio de operación (imagen 73).

Imagen 73. Tablero de control.



Fuente: elaboración propia

7.2 MANUAL DE OPERACIÓN

Para la operación de la máquina se debe tener en cuenta que esta trabajará 4 tipos de calibres de lámina, estos son: 18, 20, 22 y 24. Sin embargo, para que la máquina empiece su operación, es necesario hacer la configuración adecuada para trabajar la lámina solicitada.

Este numeral describe los pasos necesarios para que el operario pueda poner en marcha el equipo.

7.2.1 Identificar los botones de mando. En este proceso se identifican componentes como pulsadores e interruptores. Todo esto se realiza para que el operario tenga claro cuáles son dispositivos, esto funciona para poder hacer un funcionamiento correcto de la máquina y además para identificar fallas ocurrientes en la máquina.

7.2.2 Encendido de la máquina. Se debe mantener el botón de encendido oprimido durante unos segundos para que la máquina se encienda; además, se debe tener en cuenta que, el indicador esté encendido (rojo) como se ve en la siguiente imagen.

7.2.3 Inicio de operación. Para empezar con la operación del grafado se debe oprimir el botón (star), se debe tener en cuenta que si la operación no empieza puede estar ocurriendo alguna falla que se puede visualizar en el control de mando, para poder iniciar la operación hay que corregir la falla (imagen 74).

Imagen 74. Botón para encendido.



Fuente: ESSENTRA Disponible en:
<http://www.essentracomponents.es/mss/mss-pc.nsf/WebEngine?OpenAgent&cmd=category&category=MVED-AR8K54-38478&catalog=MEX-ES>. Consultado (18/11/2018)

7.2.4 Finalizar operación. Dependiendo de la cantidad de ductos que se quiere fabricar el operario debe decidir en qué momento dar por finalizado el proceso de fabricación (imagen 75).

Imagen 75. Botón de apagado.



Fuente: GRAINGER Disponible en: <https://www.grainger.com.mx/Todas-las-Categor%C3%ADas-de-productos/EI%C3%A9ctrico/Botones-de-Pre%C3%B3n/Luces-Piloto-de-Control-EI%C3%A9ctrico/Luz-Ind,Tam-22mm,Rojo,LED,110a-120VCA/p/6HK98>. Consultado (13/11/2018)

7.2.5 Paro de emergencia. En caso de que la máquina tenga algún problema mecánico o eléctrico se debe oprimir el paro de emergencia, ya que esto afectará a quienes la operan y a la máquina, ocasionando daños a la instalación y a sus componentes mecánicos (imagen 76).

Imagen 76. Botón de parada de emergencia.



Fuente: EMERSON Disponible en: <https://www.emerson.com/es-es/catalog/o-zgedney-optitrol-fs-cs-pl-es-es>. Consultado (13/11/2018)

7.2.6 Identificador led. Estos indicadores son importantes para identificar las fallas en el sistema, además de encontrar el error muy rápidamente evitando que el técnico tenga contacto directo con la máquina, evita daños en la máquina por alguna operación incorrecta (imagen 77).

Imagen 77. Luz indicador de emergencia.



Fuente: GRAINGER Disponible en:
<https://www.grainger.com.mx/Todas-las-Categor%C3%ADas-de-productos/EI%C3%A9ctrico/Botones-de-Pre%C3%B3n/Luces-Piloto-de-Control-EI%C3%A9ctrico/Luz-Ind,Tam-22mm,Rojo,LED,110a-120VCA/p/6HK98>. Consultado
(13/11/2018)

7.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

La máquina para fabricar ductería con grafado en espiral viene compuesta de una serie de accesorios mediante los cuales se da funcionalidad a la misma, y que dependiendo de la puesta en marcha y horarios en los cuales se da la operación, tendrán que incurrir en un plan de mantenimiento para lograr conservar estos accesorios el mayor tiempo posible. Todo esto se da con el fin de lograr tener confiabilidad y disponibilidad de la máquina y no incurrir en detener la producción si no es en las paradas programadas por parte de los planes de mantenimiento.

Tabla 38. Clasificación de conductos dependientes de la presión.

INSPECCIÓN	RECOMENDACIONES	PERIODICIDAD
1	Verificar el estado del carrete de almacenamiento del fleje, en el que el eje no se presente deformado ni desgastado.	Diaria
2	Revisar que los piñones se encuentren alineados de manera perpendicular al eje para evitar un desgaste prematuro.	Mensual
3	Revisar el estado de las cadenas, para que no se presente desgaste en la punta de los piñones.	Mensual
4	Verificar el estado del piñón para que la cadena no quede aferrada.	Mensual
5	Revisar que la línea de piñones se encuentre alineadas entre sí para que no se presenten ruidos en la transmisión.	Trimestral
6	Verificar que la velocidad de giro para los piñones sea la adecuada para que no se presente que la punta del piñón esté quemada.	Diaria
7	Revisar la tensión de la cadena para que no se presente una posible ruptura del diente del piñón.	Mensual
8	Revisar el grado de lubricación del sistema de transmisión para evitar temas de desgaste y vibración del sistema.	Trimestral
9	Verificar que el rodillo superior se encuentre alineado al inferior para no deformarse al momento de generar la fuerza de deformación de la lámina.	Diaria
10	Revisar el estado de los rodillos que forman el grafado para que no se encuentren con alguna posible deformación o desgaste.	Diaria
11	Verificar los rodamientos de los ejes para que estos no presenten desgaste.	Semestral
12	Revisar que los motores se encuentren en buen estado en cuanto a consumo y velocidad de giro.	Mensual
13	Revisar que la limpieza del motor se esté realizando de la manera más adecuada.	Mensual
14	Revisar todos los componentes eléctricos que hacen parte de la máquina.	Mensual

Fuente: MARTIN Disponible en:
http://es.martinsprocket.com/docs/brochures/general%20brochures/1_informaci%C3%B3n%20general/guia-de-mantenimiento.pdf. Consultado (20/11/2018)

Las actividades que se van a realizar para el mantenimiento de la máquina deben ser ejecutadas por parte del personal operativo de la empresa Aconaire SAS, conociendo que para esto se debe tener un grupo capacitado en el conocimiento de la máquina, el cual tenga en cuenta las recomendaciones que se hacen en la tabla 38 para cada uno de los elementos y componentes mecánicos que hacen parte del proceso de producción de la máquina.

Adicionalmente, en caso de que el operario vea que se presenta alguna anomalía en el sistema de funcionamiento del equipo, este deberá reportar la novedad al jefe del área, para iniciar con la ejecución del plan de mantenimiento respectivo teniendo como fin principal que la vida útil de los accesorios sea lo más larga posible, sin perder la eficiencia y volumen de producción que se espera de la máquina.

8. EVALUACIÓN DE VIABILIDAD FINANCIERA DEL PROYECTO.

En este capítulo se llevará a cabo el desarrollo del análisis financiero el cual tiene como objetivo establecer la viabilidad de implementación de este proyecto. Por lo tanto, para alcanzar el cumplimiento de lo mencionado se tienen en cuenta diferentes aspectos, en los que se incluyen: materias primas, costos de fabricación, talento humano y mano de obra.

8.1 EGRESOS DEL DISEÑO

Los egresos del diseño corresponden específicamente a lo desarrollado por los autores para alcanzar el cumplimiento de los objetivos planteados, esto incluye las diferentes labores de recopilación de información, cálculos y diseño de detalle.

8.1.1 Egresos por talento humano. Los egresos por talento humano contemplan el trabajo invertido por los autores y el asesor encargado de orientar el desarrollo del proyecto (Ver tabla 39).

Tabla 39. Egresos por talento humano

Encargados	Horas Invertidas	Costo/Hora	Costo total	Fuente financiadora
(2) proyectistas	1,026	\$20,000	\$20'520,000	Proyectistas
(1) Asesor	34	\$20,000	\$680,000	F. Universidad de América
Total egresos por talento humano			\$21'200,000	

Fuente: elaboración propia

En la tabla 39 se considera que son dos proyectistas, donde cada uno aportó una cantidad de 513 horas que multiplicado por dos equivale a 1,026 horas. De la misma manera se tuvo en cuenta un costo de \$10,000 por hora por cada uno de los proyectistas, para un costo total por hora de \$20,000. Para el costo por hora del asesor se tuvo en cuenta el salario devengado por el mismo y una cantidad de horas invertidas en el desarrollo del proyecto de 34 horas.

8.1.2 Egresos por fuentes tecnológicas. Los egresos por fuentes tecnológicas contemplan el uso específico de equipos y softwares requeridos para el desarrollo y cumplimiento del presente proyecto (Ver tabla 40).

Tabla 40. Egresos por fuentes tecnológicas.

Equipo o Software	Unidad de medida	Cantidad	Valor Unitario	Valor total	Fuente financiadora
Uso de licencia Autodesk Inventor	Horas	144	\$702.17	\$101,112.48	Aconaire S.A.S.
Uso de licencia NX 12.0	Horas	61	\$35.91	\$2,190.51	F. Universidad de América
Memoria USB 8GB	UND	2	\$19,900	\$39,800	Proyectistas
Computador portátil	UND	2	\$1'300,000	\$2'600,000	Proyectistas
Total de egresos por fuentes tecnológicas				\$2'743,103	

Fuente: elaboración propia

Para los valores unitarios presentados en la tabla 40, se tuvo en cuenta la tasa representativa del dólar de la fecha 20 de noviembre del 2018, la cual equivale a \$3,178.81⁵, considerando esto, se calculó el valor unitario de la licencia de Autodesk Inventor la cual tiene un valor de 1,935 USD anual ⁶. La licencia de NX 12.0 en la versión de aprendizaje tiene un costo de 98,95USD anual ⁷. Para la USB se tiene en cuenta un precio de \$19,900 ⁸ y para los computadores portátiles se consideró un aproximado de \$1'300.000.

8.1.3 Egresos fungibles. Los egresos fungibles contemplan los diferentes materiales y elementos que fueron requeridos para el desarrollo del proyecto (ver tabla 41).

Tabla 41. Egresos fungibles

Elemento	Unidad de medida	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total	Fuente financiadora
Papel	Resma	2	\$11.000	\$22.000	Proyectistas
Fotocopias	UND	114	\$50	\$5.700	Proyectistas
Impresiones	UND	720	\$200	\$144.000	Proyectistas
Impresión en plotter	UND	27	\$2.000	\$54.000	Proyectistas
Total de egresos fungibles				\$225.700	

Fuente: elaboración propia

⁵ <https://www.dolar-colombia.com/> (20/11/18)

⁶ <https://www.autodesk.com/buy-online> (20/11/18)

⁷ <http://www.academicssuperstore.com/products/Siemens/NX+/1575552> (20/11/18)

⁸ <https://www.alkosto.com/memoria-usb-kingston-8gb-2-0> (20/11/18)

8.1.4 Otros egresos. Aquí se consideran todos los egresos no contemplados en los ítems anteriores, los cuales implementaron los proyectistas para el desarrollo del proyecto (ver tabla 42).

Tabla 42. Otros egresos.

Elemento	Unidad de medida	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Servicios Públicos	Hora	300	\$1.900	\$570.000
Alimentación	UND	39	\$8.000	\$312.000
Transporte	UND	60	\$2.300	\$138.000
Internet	Hora	200	\$200	\$40.000
Total otros egresos			\$1'060.000	

Fuente: elaboración propia

Para la elaboración de la tabla anterior se tuvieron en cuenta los costos de los servicios públicos como: energía y telefonía celular. Adicionalmente, los costos por alimentación, transporte e internet.

8.1.5 Total de egresos del diseño. Para calcular el total de egresos del diseño se suman los valores totales calculados en las tablas 39, 40, 41 y 42; asimismo, se considera un porcentaje del 5% adicional al total de egresos del diseño para posibles imprevistos que se puedan presentar (ver tabla 43).

Tabla 43. Total de egresos del diseño.

Egresos	Total
Total egresos sin imprevistos	\$25'228.803
Imprevistos (5%)	\$1'261.440
Total egresos del diseño	\$26'490.243

Fuente: elaboración propia

8.2 EGRESOS POR FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DEL EQUIPO

Los egresos por fabricación y ensamble del equipo contemplan los costos de las materias primas y equipos adicionales que se requieren para desarrollar la construcción de la máquina diseñada y garantizar el correcto funcionamiento. Los costos fueron obtenidos mediante cotizaciones recibidas por diferentes proveedores.

8.2.1 Costo total de la máquina. El costo total de la máquina se calculó considerando los costos de mano de obra y las cotizaciones obtenidas por cada uno de los proveedores para los diferentes insumos (ver tabla 44).

Tabla 44. Costo total de la máquina.

Elemento	Cantidad (UND)	Valor/UND	Valor total
Devanador	1	\$ 5.000.000	\$ 5.000.000
Rodillos	10	\$ 200.000	\$ 2.000.000
Ejes	16	\$ 120.000	\$ 1.920.000
Perfiles estructurales	22	\$ 56.000	\$ 1.232.000
Guías en acero	35	\$200.000	\$ 7.000.000
Rodamientos	20	\$ 80.000	\$ 1.600.000
Piñones	7	\$ 50.000	\$ 350.000
Cadena	1	\$ 80.000	\$ 80.000
Motor reductor	1	\$ 4.500.000	\$ 4.500.000
Costos por mano de obra	1	\$ 2.300.000	\$ 2.300.000
TOTAL		\$	25.982.000

Fuente: elaboración propia

Con la correspondiente determinación de los costos totales de la máquina y los egresos totales correspondientes al diseño del equipo, se determinará los costos totales de la producción final del proyecto (ver tabla 45).

Tabla 45. Costo total para producir el equipo.

Tipo de costo	Valor
Costos del diseño	\$26.490.243
Costo total de maquina	\$25.982.000
TOTAL	\$52.472.243

Fuente: elaboración propia

Como se visualiza en la tabla 45, considerando cada uno de los costos del proyecto se obtiene un total de costos de **\$52.472.243**

8.3 EVALUACIÓN FINANCIERA

La evaluación financiera para este proyecto se realiza con el fin de establecer la viabilidad del desarrollo del proyecto calculando el valor presente neto (VPN).

8.3.1 Ingresos operacionales. Los ingresos operacionales contemplan la cantidad de producción anual, determinada en la cantidad de kilos vendidos anualmente y el precio de la venta por kilogramo.

Tabla 46. Balance de costos, ventas e ingresos.

Balance de costos, ventas e ingresos					
	1	2	3	4	5
precio por kg producido	\$ 20.000	\$ 20.000	\$ 20.000	\$ 20.000	\$ 20.000
kg vendidos anual	13000	14950	17192,5	19771,375	22737,08125
Ingresos operacionales anual	\$ 260.000.000	\$ 299.000.000	\$ 343.850.000	\$ 395.427.500	\$ 454.741.625

Fuente: elaboración propia

Para el balance de costo, ventas e ingresos, se considera que Aconaire S.A.S. desea evaluar el proyecto a 5 años; adicionalmente, se tiene en cuenta un incremento del 15% en la producción total anual (kg vendidos) y en el precio por kilogramo producido se evaluará de forma constante por los 5 años (ver tabla 46).

8.3.2 Costos de producción. Para los costos de producción se tiene en cuenta que Aconaire S.A.S. compra la materia prima al 60% del total cobrado a los clientes, manteniendo un margen de ganancia del 40%. Por otra parte, se cuenta con dos operarios, los cuales se encargarán de manipular la máquina de spiroducto durante el horario de funcionamiento de la misma, que para el primer año será de 6 horas e irá aumentando 15% para cada uno de los siguientes años; de manera que para esto, se deberá establecer el salario de los trabajadores considerando su tiempo de trabajo en la operación de la máquina (salario ordinario de \$850,000), para el salario de los operarios, se contemplan parafiscales, seguridad social, salud obligatoria, pensión obligatoria, ARL (0,52%), provisiones, prima de servicios e interés de cesantías, en la tabla 46 se puede visualizar el costo mensual real que deberá asumir Aconaire S.A.S, para apreciar los costos de producción ver tabla 47.

Tabla 47. Costo mensual real por operario

Datos de Ingreso	
1. Tipo de salario	Ordinario ▼
2. Salario *	850000
3. Otros ingresos mensuales salariales	
4. Otros ingresos mensuales no salariales	
Datos Calculados	
5. Subsidio de transporte	\$ 88,211
Total ingreso promedio mensual	\$ 938,211
IBC parafiscales	\$ 850,000
IBC seguridad social	\$ 850,000
Salud obligatoria	\$ 72,250
Pensión obligatoria	\$ 102,000
<input checked="" type="checkbox"/> ARL 0.52% ▼	\$ 4,437
Caja de compensación familiar	\$ 34,000
SENA + ICBF	\$ 0
Provisiones	
<input checked="" type="checkbox"/> Vacaciones	\$ 35,417
Prima de Servicios	\$ 78,184
Cesantías	\$ 78,184
Intereses de cesantías	\$ 9,382
Costo mensual real	\$ 1,352,065

Fuente: Empleo, Calculadora salarial [en línea], Disponible en: <http://www.empleo.com/colombia/Files/Companies/Calculadora/ind ex.aspx>

Tabla 48. Costos de producción.

Costos de producción					
	1	2	3	4	5
Materia prima (kg)	\$ 156.000.000	\$ 179.400.000	\$ 206.310.000	\$ 237.256.500	\$ 272.844.975
Salario operarios (2)	\$ 12.168.585	\$ 13.993.873	\$ 16.092.954	\$ 18.506.897	\$ 21.282.931
Horas operadas de la máquina por cada operario	3	3,5	4,0	4,6	5,2
Horas totales de operación de la máquina	6,00	6,90	7,94	9,13	10,49
TOTAL	\$ 168.168.585	\$ 193.393.873	\$ 222.402.954	\$ 255.763.397	\$ 294.127.906

Fuente: elaboración propia

Con la información mencionada en la tabla 48, se calcularon los costos de producción proyectados a 5 años, visualizando que los costos estimados van desde \$168'168,585 para el primer año hasta \$294'127,906 para el quinto año.

8.3.3 Gastos administrativos. Para este proyecto se contempla en gastos administrativos, el consumo en kW de la máquina, considerando que el costo permanece constante durante los 5 años proyectados. El tiempo de operación estimado para la misma durante el primer año es de 6 horas y se incrementará 15% para cada uno de los siguientes años, para obtener el consumo anual de la maquina en kW y el costo anual total (**ver tabla 49**).

Tabla 49. Gastos administrativos.

Gastos administrativos				
	Costo por cada kW/h	Consumo anual de la maquina (kW)	Costo anual total	
Primer año	\$ 480	12960,00	\$	6.220.800
Segundo año	\$ 480	14904,00	\$	7.153.920
Tercer año	\$ 480	17139,60	\$	8.227.008
Cuarto año	\$ 480	19710,54	\$	9.461.059
Quinto año	\$ 480	22667,12	\$	10.880.218

Fuente: elaboración propia

Considerando el aumento del 15% en el tiempo de operación de la máquina, se obtiene que el costo anual por el consumo de la máquina durante los 5 años proyectados va desde \$6'220,800 hasta \$10'880,218.

8.3.4 Costos de comercialización. Para los costos de comercialización se tienen en cuenta la publicidad que se realizará para este proyecto, la cual incluye principalmente la difusión en página web y redes sociales, el salario que se le asignará al publicista y el transporte que este deberá invertir para culminar los procesos publicitarios. Para esto se considerará que para los costos totales de los aspectos ya mencionados para el primer año se invertirá un 60% del total de publicidad, debido a que se buscará dar a conocer el nuevo producto, para el segundo año este porcentaje se reducirá al 40% y para los años posteriores se regulará al 30%, pues se espera que el producto ya tenga el reconocimiento y la aceptación esperada por parte de los clientes. Estos porcentajes se establecieron por el área comercial de Aconaire S.A.S, se tiene en cuenta que el contrato del publicista es por prestación de servicios y que su remuneración mensual es de \$600,000, el precio por transporte es de \$2.300, y los costos por pauta publicitaria en página web y redes sociales son de \$200.000 al mes.

Tabla 50. Costos de comercialización

Costos de comercialización						
	0	1	2	3	4	5
Transporte		\$ 397.440	\$ 264.960	\$ 198.720	\$ 198.720	\$ 198.720
Salario publicista		\$ 4.320.000	\$ 2.880.000	\$ 2.160.000	\$ 2.160.000	\$ 2.160.000
Pauta publicitaria (Página web, redes sociales)		\$ 1.440.000	\$ 960.000	\$ 720.000	\$ 720.000	\$ 720.000
Total costos de comercialización		\$ 6.157.440	\$ 4.104.960	\$ 3.078.720	\$ 3.078.720	\$ 3.078.720

Fuente: elaboración propia

Considerando lo anterior, se tiene que el total de los costos de comercialización está entre los \$6'157,440 para el primer año y \$3'078,720 para el quinto año proyectados.

8.3.5 Amortización de activos diferidos y depreciación de activos. Para determinar de manera aproximada la depreciación anual de los activos, es fundamental conocer la vida útil de los mismos, para este proyecto se tiene que la vida útil de la maquina spiroducto es de 10 años según el decreto 3019 de 1989 (ver tabla 51).

Tabla 51. Vida útil de los activos fijos depreciables adquiridos a partir de 1989.

Inmuebles (incluidos los oleoductos)	20 años
Bancos, trenes, aviones, maquinaria, equipo y bienes muebles	10 años
Vehículos automotores y computadores	4 años

Fuente: Ministerio de justicia, Decreto 3019 de 1989

Tabla 52. Depreciación de activos fijos.

Depreciación de activos fijos (línea recta)			
	Costo	Vida útil (años)	Total
Equipo diseñado	\$ 25.982.000	10	\$ 2.598.200

Fuente: elaboración propia

Para la amortización de diferidos se tiene en cuenta los costos del diseño del proyecto durante el periodo de 5 años proyectados considerando las especificaciones de Aconaire S.A.S (ver tabla 53).

Tabla 53. Amortización de activos diferidos

Amortización diferidos			
Actividad	Costo	Años	Total
Costos del diseño	\$ 26.490.243	5	\$ 5.298.049

Fuente: elaboración propia

8.3.6 Inversión en capital de trabajo. La inversión en capital de trabajo se tiene en cuenta como una inversión adicional para iniciar el desarrollo del proyecto (gastos administrativos, gastos de comercialización, costos de producción), para este proyecto se considera que el 100% de capital inicial es aportado por Aconaire S.A.S. y no se tiene en cuenta capital financiado (ver tabla 54).

Tabla 54. Inversión en capital de trabajo

Capital de trabajo	
Costos de producción	\$ 14.014.049
Gastos administrativos	\$ 518.400
Gastos de comercialización	\$ 120.000
Gastos financieros	\$ 18.404
Total capital de trabajo (1 mes)	\$ 14.670.853

Fuente: elaboración propia

8.4 FLUJO DE CAJA

El objetivo de desarrollar el flujo de caja es evaluar directamente la viabilidad del proyecto mediante el registro de movimientos de efectivo durante un determinado periodo de tiempo, que para este caso es de 5 años (ver tabla 55).

Tabla 55. Flujo de efectivo.

Flujo de caja		0	1	2	3	4	5
(+)	Ingresos	-	\$ 260.000.000	\$ 299.000.000	\$ 343.850.000	\$ 395.427.500	\$ 454.741.625
(-)	Costos producción	-	\$ 168.168.585	\$ 193.393.873	\$ 222.402.954	\$ 255.763.397	\$ 294.127.906
(-)	Gastos administrativos	-	\$ 6.220.800	\$ 7.153.920	\$ 8.227.008	\$ 9.461.059	\$ 10.880.218
(-)	Gastos de comercialización	-	\$ 1.440.000	\$ 960.000	\$ 720.000	\$ 720.000	\$ 720.000
(-)	Gastos de financiación	-	\$ 220.847	\$ 177.422	\$ 133.628	\$ 89.462	\$ 44.920
(-)	Depreciación de activos	-	\$ 2.598.200	\$ 2.598.200	\$ 2.598.200	\$ 2.598.200	\$ 2.598.200
(-)	Amortización diferidos	-	\$ 5.298.049	\$ 5.298.049	\$ 5.298.049	\$ 5.298.049	\$ 5.298.049
	UTILIDAD ANTES DE IMPUESTOS	-	\$ 76.053.519	\$ 89.418.537	\$ 104.470.162	\$ 121.497.334	\$ 141.072.332
(-)	Impuesto (33%)	-	\$ 25.858.197	\$ 30.402.302	\$ 35.519.855	\$ 41.309.093	\$ 47.964.593
	UTILIDAD DESPUES DE IMPUESTOS	-	\$ 50.195.323	\$ 59.016.234	\$ 68.950.307	\$ 80.188.240	\$ 93.107.739
(+)	Depreciación de activos	-	\$ 2.598.200	\$ 2.598.200	\$ 2.598.200	\$ 2.598.200	\$ 2.598.200
(+)	Amortización diferidos	-	\$ 5.298.049	\$ 5.298.049	\$ 5.298.049	\$ 5.298.049	\$ 5.298.049
(-)	Amortización credito	-					
	INVERSIONES						
	Inversion fijos	\$ 25.982.000					
	Inversion diferida	\$ 26.490.243					
	Inversion de capital de trabajo	\$ 14.670.853					
(+)	Recuperacion de capital de trabajo	-					
(+)	Valor liquidacion	-					
	FLUJO DE CAJA NETO	-\$ 15.179.096	\$ 58.091.571	\$ 66.912.483	\$ 76.846.555	\$ 88.084.489	\$ 101.003.988

Fuente: elaboración propia

Con la información de la tabla 55 se determinó la tasa interna de oportunidad y el VPN con el fin de determinar la viabilidad del desarrollo del proyecto.

Tabla 56. Resultados de la viabilidad de proyecto

TASA DE OPORTUNIDAD		9%
VPN	\$	362.459.575

Fuente: elaboración propia

*ECUACIONES

$$VPN = -I + \frac{VF_1}{(1+i)^1} + \frac{VF_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{VF_n}{(1+i)^n}$$

Donde

VPN: Valor Presente Neto.

I: inversión inicial del proyecto (en el periodo 0).

VF_n: Flujo de caja en el periodo.

n: Tasa interna de oportunidad.

9. ANÁLISIS AMBIENTAL

Para el análisis ambiental se tendrá en cuenta el proceso de producción de ductería con grafado en espiral, cuyas actividades radican en el uso de la máquina y el mantenimiento de la misma, esto se llevará a cabo por medio de la siguiente matriz ambiental (Ver tabla 57), la cual permite evaluar y conceptualizar los diferentes aspectos ambientales relacionados a las dos actividades anteriormente nombradas.

En el primer ítem de la matriz se describe cada una de las actividades, las respectivas entradas y salidas, de igual forma, en el ítem 2 se describe los aspectos ambientales, teniendo en cuenta el tipo de aspecto y las condiciones de operación. En los ítems 3 y 4, se lleva a cabo la interpretación del componente ambiental, es decir, el recurso directamente afectado por cada actividad, y la evaluación del carácter; para este proyecto, se encuentran 4 aspectos ambientales de los cuales 2 son positivos y 2 negativos, entiéndase positivo como reducción al impacto ambiental y negativo como la contribución a la degradación de los recursos.

El ítem 6 muestra los criterios para la evaluación de los aspectos ambientales, los cuales se relacionan a continuación.

9.1 SEVERIDAD

Pérdida expresada en dinero por reposición de daños, pérdidas (materiales, personales y/o ambientales) y/o multas. Dicho criterio se calificará de la siguiente manera:

- 1: Se requieren recursos entre 0 y un millón de pesos en reposición por daños, pérdidas y/o multas.
- 2: Se requieren recursos entre un millón y cinco millones de pesos en reposición por daños, pérdidas y/o multas.
- 3: Se requieren recursos superiores a cinco millones de pesos en reposición por daños, pérdidas y/o multas.

9.2 COBERTURA

Es el alcance del impacto asociado con el aspecto ambiental. Dicho criterio se calificará de la siguiente manera:

- 1: Puntual: En el sitio de generación del aspecto.

- 2: Local: Sale del punto de generación del aspecto ambiental.
- 3: Regional: Traspasa las instalaciones, efecto sobre vecindades y la comunidad

9.3 DURACIÓN

Tiempo que tarda el medio ambiente en recuperar su funcionalidad biológica (vuelva a ser ecológicamente activo). Dicho criterio se calificará de la siguiente manera.

- 1: Tiempo de recuperación entre 0 y un mes.
- 2: Tiempo de recuperación entre un mes y 2 años.
- 3: Tiempo de recuperación superior a 2 años.

9.4 CONTROLES EXISTENTES

El aspecto ambiental se encuentra controlado por el Cliente o la Organización. Dicho criterio se calificará de la siguiente manera.

- 1: No existe ningún tipo de control ambiental que le aplique.
- 2: Existen controles ambientales por parte de Clientes y Propios de la Organización y existen registros de cumplimiento.
- 3: Existen controles ambientales por parte de Clientes y Propios de la organización, pero no existen registros de cumplimiento.

La evaluación del aspecto ambiental es el resultado de multiplicar la Valoración del Aspecto Ambiental (VAA), la cual se obtiene de la suma de cada uno de los criterios, por la frecuencia en que se presenta, la cual se evalúa de 1 a 3, siendo 1 esporádico y 3 permanente.

El intervalo de significancia del aspecto se determina mediante las siguientes consideraciones:

- 1 – 7 No se considera significativo. Se debe mantener la gestión y las actividades que se han venido desarrollando.
- 8 – 11 Se considera significativo. Se debe implementar un Programa para el control de los impactos.
- 12 – 15 Es muy significativo. Exige atención prioritaria e inmediata.

Tabla 57. Matriz ambiental de la máquina.

Matriz ambiental					
1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO	PROCESO	PRODUCCION DE DUCTERIA CON GRAFADO EN ESPIRAL			
	ACTIVIDAD	Uso de máquina para fabricar ducteria con grafado en espiral			Mantenimiento de máquina para fabricar ducteria con grafado en espiral
	ENTRADA	EPI's, lamina (acero inoxidable, acero galvanizado), tijeras rectas y curvas, herramienta de mano (llaves bristol, llaves expansivas, juego de destornilladores, etc)			Hidrolavadora extensión manguera Jabón Trapos
	ETAPAS	EPI's, lamina (acero inoxidable, acero galvanizado)			Hidrolavadora extensión manguera Trapos sucios
	SALIDA	Tijeras rectas y curvas, herramienta de mano (llaves bristol, llaves expansivas, juego de destornilladores, etc), Ductería formada, residuos de lamina			
2. ASPECTO AMBIENTAL	DESCRIPCIÓN	Reducción en emisión de Ruido	Consumo de energía	Disminución en generación de residuos sólidos aprovechables	Consumo de agua
	TIPO DE ASPECTO (DIRECTO O DE INFLUENCIA)	Directo	Directo	Directo	Directo
	CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL ASPECTO	Condiciones normales	Condiciones normales	Condiciones normales	Condiciones normales
3. COMPONENTE AMBIENTAL ASOCIADO	(Social, Agua, aire, solidos)	Social	Agua (Hidroeléctric as)	Sólidos	Agua
4. IMPACTO AMBIENTAL	DESCRIPCIÓN	Afectación a la comunidad	Agotamiento de recursos naturales Contaminación atmosférica Calentamiento global	Aumento de carga en rellenos sanitario produciendo riesgos de contaminación en medio aire, agua y suelo	Agotamiento de recurso naturales
	CARÁCTER (+ -)	+	-	+	-
5. CONTROLES EXISTENTES	PREVENTIVOS	Mediciones por parte de la ARL	N/A	Disposición final de residuos ante un ente capacitado para dicha labor Requisitos y control de documentación a proveedores para tener potencial aprovechamiento	Partes y/o elementos ahorradores de la hidrolavadora Uso de utensilios menores (Trapos, escobillas, peinetes, etc)
	MITIGACIÓN	Uso de EPI's	Programas y charlas ambientales		

Tabla 57 (continuación)

6. EVALUACIÓN	SEVERIDAD	1	1	2	1
	COBERTURA	1	1	1	1
	DURACIÓN	1	1	1	1
	ASPECTO LEGAL	1	1	1	1
	CONTROLES EXISTENTES	1	1	1	1
	VAA	5	5	6	5
	FRECUENCIA	2	1	2	1
	EAA	10	5	12	5
	SIGNIFICANCIA DEL IA		No		No
7. CONTROL DE ASPECTOS AMBIENTALES SIGNIFICATIVOS	CONTROL ADMINISTRATIVO	Significativa	Significativo	Muy significativo	significativo
		Charlas a personal operativo, para uso de EPI's	Capacitación y sensibilización: 1. Programa ambiental 2. Instructivo de manejo de Respel. 3. Campañas de orden y aseo.	Registros de documentación de proveedores, contratistas y facturación de venta de residuos	Charlas y uso adecuado de equipos hidrolimpiantes

Fuente: elaboración propia

Para el proceso de producción de ductería con grafado en espiral se obtuvo que, el aspecto ambiental reducción en la emisión del ruido el impacto es significativo, para el consumo de energía el impacto es muy poco significativo, para la disminución en generación de residuos sólidos aprovechables se obtuvo un impacto muy significativo debido a que la principal ventaja de este proceso es que produce muy poco desperdicio y por último en el aspecto de consumo de agua el impacto es no significativo.

10. CONCLUSIONES

- Para la recopilación de información referente del proceso de fabricación de ducteria, se pudo evidenciar el poco avance tecnológico que se tiene a nivel nacional contando solo con una empresa que puede ejecutar los procesos de fabricación de la ducteria con grafado en espiral.
- De acuerdo a cada uno de los subsistemas que posee la máquina se pudo realizar una buena evaluación de cada una de las alternativas, teniendo en cuenta tanto la funcionalidad como las observaciones establecidas por parte de la empresa Aconaire S.A.S donde estas se ajusten mejor a la composición de la máquina.
- Una vez obtenidos los valores de las dimensiones de las piezas tales como son los rodillos y los dados que hacen parte del sistema de perfilado y grafado, se realizó un ajuste en las dimensiones debido que al hacerse el ensamble no se alcanzaba a generar la distancia requerida para poder obtener
- Teniendo en cuenta las cargas ejercidas en el sistema de perfilado se logra determinar los valores de momento cortante y flector con base en los datos correspondientes para lograr generar la deformación de la lámina y por ende a determinar el material adecuado para los rodillos y los ejes que hacen parte del sistema de perfilado. Por otra parte se pudo establecer el factor de seguridad que va a tener el eje, siendo este el elemento más crítico dentro de la composición de la máquina obteniendo un valor de 10,06 garantizando que cumple con el funcionamiento al cual se tiene establecido.
- Para el sistema de grafado se determinó el esfuerzo de contacto generado por los dados que conforman la chapa del conducto donde obtuvo un valor de 23,92 MPa. Con este valor se pudo determinar el un material que soportara este esfuerzo de fricción de acuerdo a las cargas y momentos a la que estará sometido el par de dados.
- Dentro de la simulación por el método de elementos finitos este se realizó en el sistema de grafado, más específico en los dados de conformación de la chapa donde se aplicaron sus respectivas cargas y momentos ejercidos sobre estos, logrando obtener una valor de 21.91 MPa, siendo este bastante cercano a lo calculado analíticamente y así obteniendo un factor de seguridad de 28,92.
- En cuanto al análisis financiero del proyecto de diseño, se hizo una evaluación en cuanto a cada una de las partes que componen la implementación de la máquina en la empresa Aconaire S.A.S que va desde los diseñadores, parafiscales, materiales, elementos mecánicos y personal operativo que será el que pondrá en operación la máquina. Una vez se tuvo en cuenta lo anterior se

encontró un valor de VPN de \$310.495.575 siendo este un proyecto rentable para su implementación, haciendo la aclaración que todo esto se realizó con una proyección de 5 años. Con esto también se pudo apreciar el costo de implementación de la máquina para la empresa Aconaire S.A.S dando un valor de \$67.143.096.

- Para el análisis ambiental se pudo reflejar que la ejecución y la implementación de la máquina dentro de los requerimientos normativos y los presentados por parte de la empresa Aconaire S.A.S no presenta algún impacto relevante que pueda afectar el medio ambiente o al personal de la empresa.

11. RECOMENDACIONES

- Realizar un sistema de control de variables para el proceso de fabricación de los conductos con grafado en espiral, esto con el fin de ir mejorando el proceso que va a desempeñar la máquina.
- Teniendo en cuenta la disposición final de la ductería, en la mesa de almacenamiento de los conductos se sugiere realizar el diseño de un sistema que permita remover los conductos de una forma automática generando la mejor trazabilidad en la producción.
- Por medio de una simulación por el método de elementos finitos, realizar el análisis del comportamiento en la conformación del conducto, evidenciando el movimiento cinético del fleje metálico y el cierre de la chapa.

BIBLIOGRAFÍA

ACERO GALVANIZADO ESTANDAR Y ACERO GALVANIZADO CON GALVAPLUS [en línea]. Disponible en: <http://www.acerospensilvania.com/Docuemntos/acero-galvanizado-ficha-tecnica.pdf>

ACERO INOXIDABLE [en línea]. Disponible en: <http://metaza.com.co/wp-content/uploads/2017/10/Ficha-t%C3%A9cnica-Acero-Inoxidable.pdf>

ACERO RECUBIERTO, GALVANIZADO Y PREPINTADO [en línea]. Disponible en: <http://www.acesco.com.co/aceros-planos/>

ACONAIRE, S. A. S. Soluciones integrales en aire acondicionado. [en línea]. Disponible en: <https://www.aconaire.com.co/>

ACERO RECUBIERTO, GALVANIZADO Y PREPINTADO [en línea]. Disponible en: <http://www.acesco.com.co/aceros-planos/>

ALVAREZ GARCIA, MARCOS. (2010). Diseño del tren de formado para la producción de perfiles de lámina de acero. México D.F.

CAMPBELL, GEORGE L. 1968. 3,417,587. United States, 1968.

COLMENA. Perfil estructural tubular. Negro y Galvanizado ASTM A 500 (NTC). 2017. [en línea]. http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

CASTRICUM, WILHELMUS P.H. 1986. 4,567,742. United States, 1986.

DESBOBINADOR DCH 3000 [en línea]. Disponible en: <http://www.spiro.ch/upload/machine/decoiler/-DCH-3000-speed-carrier-corrugating-unit-forming-heads-es.pdf>

ETAL, KALE G.K. 1964. 3,132,616. United States, 1964.

GROOVER, MIKELL P. (2007). Fundamentos de manufactura moderna 3ra edición. México D.F.

HALMOS, GEORGE T. (2006). Roll Forming Handbook. Toronto.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Compendio de normas para trabajos escritos. NTO 1486-6166. Bogotá D.C.: El instituto, 2018. ISBN 9789588585673 153 p.

LÁMINAS EN ROLLO [en línea]. Disponible en: <http://wesco.com.co/default.asp?ild=GFLEEJ>.

MOOT, ROBERT L. (2006). Diseño de elementos de máquinas 4ta edición. México D.F.

NORTON, ROBERT L. (2000). Diseño de maquinaria 2da edición. México D.F.

PIÑÓN CREMALLERA [en línea]. Disponible en: http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/.repositorio/1000/1102/html/1_pincremallera.html.

PRICE, MILLER S. 1999. 6,000,260. United States, 1999.

PRODUCTOS SKF DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA [en línea]. Disponible en: <http://www.skf.com/co/products/power-transmission/indez.html>

RICHARD G. BUDYNAS Y J. KEITH NISBETT (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8va edición. México D.F.

RODAMIENTOS [en línea]. Disponible en: http://www.skf.com/binary/89-121286/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

SIMIGEAR GEARED MOTORS [en línea]. Disponible en: http://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentencenter/md/Documents/u20Catalogs/MD50-1_EN.pdf

SPIRODUCTO [en línea]. Disponible en: <http://spiroductos.com/productos/>

TABLA DE CALIBRES PARA LÁMINA [en línea]. Disponible en: <http://megamex.com/documents/Sheet%20Gauge%20Chart%20Spanis>

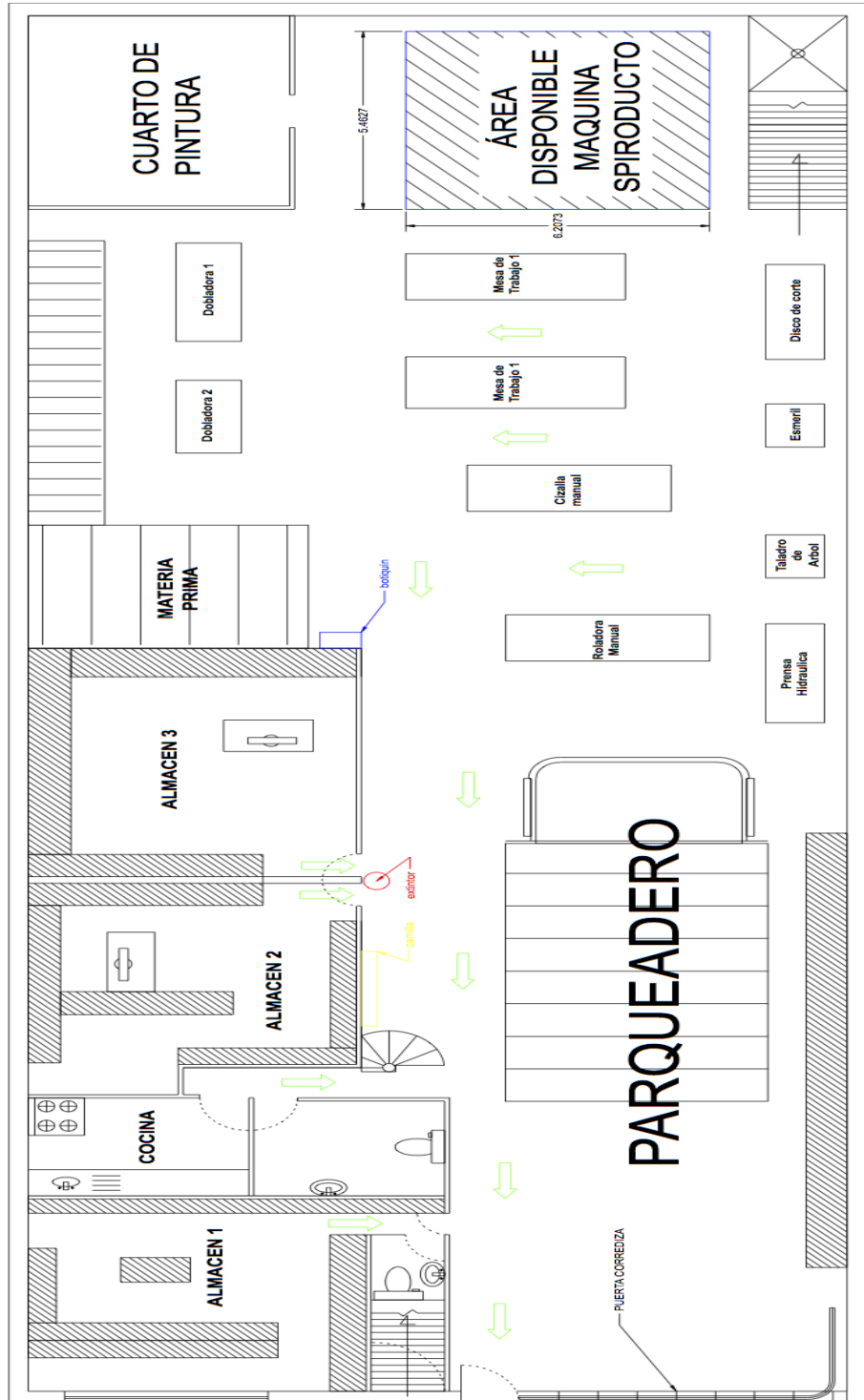
TUBEFORMER 1602/3600 EDICIÓN MODULAR [en línea]. Disponible en: <http://www.spiro.ch/upload/machine/tubeformer-1602-es.pdf>

TUBEFORMER 2020 [en línea]. Disponible en: <http://www.spiro.ch/upload/machine/tubeformer-2020-es.pdf>

U BRACKET [en línea]. Disponible en: <http://www.spiro.ch/upload/machine/uBracket-seam-seal-solution-other-applications-es.pdf>

ANEXOS

**ANEXO A.
PLANO TALLER DE PRODUCCIÓN ACONAIRE S.A.S.**

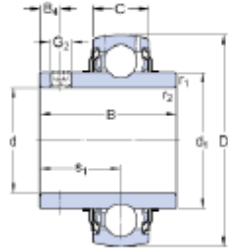


Fuente: Elaboración propia

ANEXO B ESPECIFICACIONES RODAMIENTO

YAR 206-2F
Producto popular

Dimensiones



d	30	mm
D	62	mm
B	38.1	mm
C	18	mm
d ₁	≈ 39.7	mm
B ₄	5	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm
s ₁	22.2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	19.5	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	11.2	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.475	kN
Velocidad límite con tolerancia de eje h6		6300	r/min
Factor de cálculo	f ₀	14	

Masa

Rodamiento de masa	0.31	kg
--------------------	------	----

Información de montaje

Rosca del prisionero	G ₂	M6x0.75
Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N	3 mm
Par de apriete recomendado para el prisionero	4	N·m

Productos adecuados

Aro de asiento de caucho	RIS 206 A
--------------------------	-----------

Fuente: SKF .

ANEXO C PLANOS

1. Ensamble general
2. Explosionado sistema de perfilado
3. Ensamble sistema de perfilado
4. Rodillo inferior N°1
5. Rodillo superior N°1
6. Rodillo inferior N°2
7. Rodillo superior N°2
8. Rodillo inferior N°3
9. Rodillo superior N°3
10. Eje rodillo
11. Base ejes
12. Base fase rodillos
13. Explosionado sistema de grafado
14. Ensamble sistema de grafado
15. Rodillo fijo
16. Rodillo Móvil