

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE PLÁSTICO
PARA SU RECICLAJE**

REALIZADO POR:

ROSMERY DEL VALLE PRADO GUAIPO

**Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como
Requisito Parcial para optar al Título de:**

INGENIERO MECÁNICO

Barcelona, Abril de 2025

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE PLÁSTICO
PARA SU RECICLAJE**

ASESORES:

Prof. Francisco García
Asesor Académico

Ing. Tomás Mota
Asesor industrial

Barcelona, Abril de 2025

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE PLÁSTICO
PARA SU RECICLAJE**

El jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

Prof. Francisco García
Asesor Académico

Prof. Félix Payares
Jurado Principal

Prof. Carlos Gómez
Jurado Principal

Barcelona, Febrero de 2025

RESOLUCIÓN

De acuerdo con el artículo 41 del Reglamento de Trabajo de Grado:

“Los Trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario, para su autorización”



DEDICATORIA

A mi madre Amarilys y a mi padre Pedrito por brindarme un gran apoyo, por enseñarme el valor de la responsabilidad, dedicación y por sobre todo a luchar por la metas. Los amo padres

A mis hermanas Merlyn, Yomary, Nataly que han sido de ejemplo y con sus consejos ayudaron a mi formación tanto profesional como personal, sin ellos la vida no tendría sentido.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios, por ser mí guía y darme sabiduría, amor, entrega a lo que hago para poder cumplir el deseo y anhelo de mi corazón, que ha sido el culminar mi carrera Universitaria.

Gracias a mi padres Amarilys y Pedrito, mis hermanas Merlyn, Yomary, Nataly, Luis David que desde el día uno han estado conmigo, me han dado el ánimo y el entusiasmo para seguir adelante aun cuando en momento perdía fuerzas, seres que con su fuerza arrolladora, resiliencia y amor me ha enseñado la verdadera esencia de la vida, los amo con todo mi corazón.

A mis amigos Deinary Pérez, Gerardo Peche, Manuel Simoza, Jesús Guaiquirian, Lucia Ramos por ser parte de vida y estar ahí apoyándome y motivándome.

A Cristhian Mustillo por estar a mi lado durante esta etapa de mi vida, animándome a seguir adelante.

A Jesús Marcano por haberme dado la oportunidad de aprender y guiarme durante mis pasantías.

Mi corazón agradece todo lo aprendido por parte de profesores en especial a mi Tutor Académico Profesor Francisco García, por brindarme el apoyo necesario para desarrollar el presente trabajo de grado y que con profesionalidad e inteligencia ha sido de guía en esta hermosa Carrera Gracias.

RESUMEN

El proyecto realizado, contempla el diseño de una máquina trituradora de plásticos PET, botellas, bajo la premisa de una producción de 28 kg/h y basado en una cantidad mensual de 4.532 kg al mes, lo cual representa un promedio por persona igual a 0,76 kg por habitante, esto en el Municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui. Se seleccionaron 20 cuchillas tipo flecha, de denominación CGA 1-2379 Y se determinó un diámetro de 40 mm para el eje del rodillo que mueve las mismas; dicho eje es de acero AISI 1040 laminado en caliente. Se seleccionaron rodamientos SKF 61908 y chumaceras NTN UCPG208G1 para dicho eje. La máquina será impulsada por un motor eléctrico WEG W22 IE2P55 1800 rpm y su velocidad será reducida a 750 rpm, como lo requiere el volante de inercia (polea mayor) del sistema de reducción, formado por 2 correas trapezoidales VV A68. El subsistema de extracción de plástico PET triturado, lo constituye un tornillo transportador helicoidal, diseñado para un diámetro de 6 pulgadas y una longitud de 4500 mm, con paso estándar. Para la estructura de soporte de la máquina trituradora de plástico PET, se verificó la integridad mecánica de vigas superiores, tubular cuadrado 90x90x2,50 mm y columnas, IPN 180, material que fue sugerido por la empresa RECIBAR, C.A., puesto que tienen en su almacén algunos metros de dichos perfiles en existencia. El anclaje de estas columnas, está conformado por placas ASTM A36 de 250 mm x 250 mm x 1,59 mm. Se diseñaron y seleccionaron pernos ASTM A490 tipo J de diámetro ½" y longitud de 500 mm. Se realizaron cálculos de soldaduras, obteniendo resultados satisfactorios respecto a la solicitud de la norma AWS D1.1-1 respecto al factor de seguridad para electrodos y material base, aunque se presumen un sobredimensionamiento; pero la unión no fallará.

ÍNDICE GENERAL

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS.....	vi
RESUMEN.....	vii
ÍNDICE GENERAL.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xv
INTRODUCCIÓN	xix
CAPÍTULO I.....	21
EL PROBLEMA.....	21
1.1. Planteamiento del Problema	21
1.2. Objetivos de la Investigación.....	22
1.2.1. Objetivo General.....	22
1.2.2. Objetivos Específicos.....	23
1.3. Justificación e Importancia	23
1.4. Alcance y Limitaciones	24
1.5. Generalidades de la Empresa	24
1.5.1. Razón social y registro único e información fiscal	24
1.5.2. Ubicación geográfica	25
1.5.3. Actividad principal	26

1.5.4. Misión	26
1.5.5. Visión	26
1.5.6. Políticas presupuestarias y financieras	26
1.5.7. Estructura organizativa	27
CAPÍTULO II	28
MARCO TEÓRICO	28
2.1. Antecedentes de la Investigación	28
2.2. Bases Teóricas	29
2.2.1. Plásticos	29
2.2.2. Fundamentos de reciclaje	30
2.2.4. Máquinas utilizadas para el reciclaje	34
2.2.5. COVENIN 1618. Estados límites en estructuras de acero y concreto	36
2.2.6. Elementos estructurales de unión	37
2.2.7. Conexiones apernadas	38
2.2.8. Conexiones Soldadas	39
2.2.9. Esfuerzo y deformación	46
CAPÍTULO III	55
MARCO METODOLÓGICO	55
3.1. Diseño de la investigación	55
3.2. Nivel de la investigación	55
3.4. Técnicas de recolección de datos	56
3.4.1. Revisión documental	56

3.4.2. Observación directa	56
3.4.3. Entrevista informal	57
3.5. Metodología	57
3.5.1. Estimación de la generación de desechos plásticos a procesar en el municipio Simón Bolívar.....	57
3.5.2. Documentación del funcionamiento de una máquina trituradora de plásticos, sus componentes mecánicos y eléctricos.....	57
3.5.3. Generación de una matriz de decisión para la elección de la máquina trituradora de plásticos que mejor se adapte a las necesidades del municipio.....	58
3.5.4. Establecimiento de los parámetros necesarios para realizar los cálculos de diseño que correspondan	58
3.5.5. Documentación de la propuesta diseñada mediante la realización de cálculos, elaboración de planos de ingeniería y cómputos métricos	58
3.5.6. Formulación de un plan de mantenimiento e inspección periódica para que se aproveche la vida útil del equipo diseñado	59
3.5.7. Realización de una estimación de costos de material y mano de obra para una pronta construcción y puesta en marcha	60
CAPÍTULO IV.....	61
RESULTADOS.....	61
4.1. Estimación de la generación de desechos plásticos a procesar en el municipio Simón Bolívar	61
4.2. Documentación del funcionamiento de una máquina trituradora de plásticos PET, sus componentes mecánicos y eléctricos	67
4.2.1. Funcionamiento	68

4.2.2. Componentes	71
4.3. Generación de una matriz de decisión para la elección de la máquina trituradora de plásticos PET que mejor se adapte a las necesidades del municipio.	72
4.3.1. Alternativa # 1. Máquina trituradora que tiene dos ejes con cuchillas distribuidas.....	72
4.3.2. Alternativa # 2. Máquina trituradora que tiene un eje con cuchillas desfasadas	74
4.3.3. Alternativa # 3. Máquina trituradora que tiene un eje con cuchillas dobles, tipo flechas	76
4.4. Establecimiento de los parámetros necesarios para la realización de los cálculos de diseño, correspondientes	81
4.5. Propuesta diseñada	84
4.5.1. Cálculos	84
4.6. Plan de mantenimiento.....	193
4.6.1. Programación de mantenimiento	193
4.6.2. Ficha técnica.....	193
4.6.3. Orden de trabajo	193
4.6.4. Personal y procedimientos para efectuar mantenimiento	194
4.7. Estimación de costos.....	203
CAPÍTULO V.....	205
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	205
BIBLIOGRAFÍA.....	208
ANEXOS.....	210

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:..... 227

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Capacidad resistente de las soldaduras. [9]	45
Tabla 2.2. Compatibilidad de electrodos. [9]	46
Tabla 4.1. Estimación de desechos plásticos PET en el municipio Simón Bolívar.....	62
Tabla 4.2. Propiedades del plástico PET	66
Tabla 4.3. Códigos de identificación de plásticos	67
Tabla 4.4. Ventajas y desventajas de la alternativa	73
Tabla 4.5. Ventajas y desventajas de la alternativa	75
Tabla 4.6. Ventajas y desventajas de la alternativa	76
Tabla 4.7. Equipo de trabajo.....	77
Tabla 4.8. Matriz Pugh de decisiones	80
Tabla 4.9. Recipientes de plástico PET, a ser triturados	82
Tabla 4.10. Características técnicas de botella PET.....	85
Tabla 4.11. Aceros recomendados para corte de materiales.....	91
Tabla 4.12. Velocidades de giro en máquinas de corte	97
Tabla 4.13. Coeficientes de fluctuaciones para diferentes aplicaciones	101
Tabla 4.14. Factores de servicio para motores recomendados por norma NEMA	106
Tabla 4.15. Motores eléctricos modelo W22	107
Tabla 4.16. Factor de servicio. [18].....	112
Tabla 4.17. Factor de corrección para ángulo de contacto	113
Tabla 4.18. Factor de corrección de longitud.....	114
Tabla 4.19. Longitudes normalizadas de correas trapezoidales. [18]	117
Tabla 4.20. Factor de corrección de diámetro pequeño.....	118
Tabla 4.21. Condiciones de entrada al software beamguru	123
Tabla 4.22. Factores de diseño.....	144
Tabla 4.23. Espesores en gargantas efectivas de soldaduras.....	149

Tabla 4.24. Centroides, áreas y momentos de inercia, unitarios para diferentes configuraciones de soldaduras	151
Tabla 4.25. Resistencia última y admisible para tipos de electrodos.	154
Tabla 4.26. Tipos de electrodos, según el material a unir.....	154
Tabla 4.27. Código de clasificación de materiales a transportar CEMA. [23]	161
Tabla 4.28. Coeficiente CF1. [23]	162
Tabla 4.29. Coeficiente CF2. [23]	162
Tabla 4.30. Coeficiente CF ₃ . [23].....	162
Tabla 4.31. Capacidades del transportador en función del factor de llenado. [23].....	165
Tabla 4.32. Selección del tipo de rodamiento intermedio	167
Tabla 4.33. Factor del diámetro del transportador. [23]	168
Tabla 4.34. Factor del tipo de rodamiento. [23]	168
Tabla 4.35. Factor de porcentaje por carga del transportador. [23]	169
Tabla 4.36. Factor de material, Co o Fm. [23].....	169
Tabla 4.37. Factor de paletas en la cinta helicoidal, Fp. [23]	169
Tabla 4.38. Factor de eficiencia de las transmisiones. [23]	172
Tabla 4.39. Capacidad torsional para los componentes de tornillos transportadores helicoidales. [23]	173
Tabla 4.40. Cómputos métricos	192
Tabla 4.41. Plan de mantenimiento	197
Tabla 4.42. Formato de solicitud de trabajo de mantenimiento	199
Tabla 4.43. Formato de orden de trabajo de mantenimiento. [Propia]	200
Tabla 4.44. Formato de retiro de materiales y repuestos en almacén	201
Tabla 4.45. Costos estimados.....	203

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Logo de RECIBAR [1].	24
Figura 1.2. Ubicación geográfica de RECIBAR C.A. [Google maps]	25
Figura 1.3. Estructura organizativa de RECIBAR, C.A. [1]	27
Figura 2.1. Proceso de reciclado mecánico del plástico [6].	31
Figura 2.6. Conexión apernada [8].	38
Figura 2.7. Conexiones soldadas en estructuras [9].	41
Figura 2.8. Tipos de juntas soldadas [9].	42
Figura 2.9. Soldadura de filete [9].	42
Figura 2.10. Variedad en soldaduras de filete [9].	43
Figura 2.11. Esfuerzos Normales. [10].	48
Figura 2.12. Elemento recto en flexión positiva [10]	49
Figura 2.13. Esfuerzos en flexión [10].	50
Figura 2.14. Esfuerzos Cortantes. [10]	51
Figura 2.15. Esfuerzos Cortantes. [10]	53
Figura 4.1. Muestra fotográfica de recolección de desechos de cartón y plásticos en el municipio Simón Bolívar [Propia].	63
Figura 4.3. Muestra fotográfica de clasificación de desechos plásticos PET en el municipio Simón Bolívar [Propia].	64
Figura 4.5. Diagrama de las etapas de reciclado de plásticos PET. [Propia]	68
Figura 4.6. Modelo de molino triturador con cuchillas rotatorias [2].	70
Figura 4.7. Cuchillas de corte oblicuo [2].	70
Figura 4.8. Diagrama de secuencias a seguir en una máquina trituradora de plásticos PET. [Propia].	71
Figura 4.9. Doble eje con cuchillas distribuidas [3].	73
Figura 4.10. Eje con cuchillas desfasadas [4].	75
Figura 4.11. Eje con doble cuchilla, tipo flecha [2].	77
Figura 4.12. Medidas de botella de refresco de 2 lts [Referencial].	83

Figura 4.13. Diagrama funcional básico del subsistema de corte. [Propia]...	86
Figura 4.14. Detalle de las cuchillas en la posición inicial de corte. [Propia]	87
Figura 4.15. Triángulo de acción de la fuerza de corte [Propia].....	87
Figura 4.16. Método para el cálculo de fuerzas de corte en cizallas de cuchillas paralelas e inclinadas	88
Figura 4.17. Geometría de corte de las cuchillas tipo flecha. [Propia]	90
Figura 4.18. Foto referencial de cuchilla CGA de tres agujeros y ángulo de 13,5°. [12]	92
Figura 4.19. Modelado de la geometría para la cuchilla seleccionada [Propia].	93
Figura 4.20. Modelado del disco de soporte para las cuchillas. [SolidWorks]	94
Figura 4.21. Modelado del soporte de las cuchillas inclinadas. [SolidWorks]	94
Figura 4.22. Modelo creado para el eje del rodillo soporte de las cuchillas. [Solid Works].....	96
Figura 4.23. Simulación de las tensiones de Von Mises en el eje del rodillo soporte de las cuchillas. [Solidworks]	96
Figura 4.24. Imagen de referencia de un volante de inercia estándar. [15]	103
Figura 4.25. Esquema representativo de la transmisión de correas para mover la máquina trituradora. [Propia].....	109
Figura 4.26. Secciones de correas. [18]	114
Figura 4.27. Representación esquemática de correas y poleas. [Propia]...	120
Figura 4.28. Diagrama de cuerpo libre del eje de la máquina trituradora. [Propia]	121
Figura 4.29. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores. [Beamguru]	124
Figura 4.30. Imagen referencial de rodamientos rígidos de una hilera de bolas.....	128

Figura 4.31. Esquema representativo de la estructura base en la máquina trituradora de plástico. [SolidWorks]	131
Figura 4.32. Diagrama de cuerpo libre de viga superior en estructura de soporte. [Propia].....	133
Figura 4.33. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores para viga superior, 90x90x2,5 mm. [Propia]	135
Figura 4.34. Factores para obtener longitud libre de pandeo, en columnas, con distintos tipos de conexiones en sus extremos. [19].....	138
Figura 4.35. Representación esquemática de la excentricidad para la aplicación de carga sobre cada columna. [Propia].....	139
Figura 4.36. Diagrama de cuerpo libre de la columna IPN 180. [Propia]	142
Figura 4.37. Diagrama de cuerpo libre para placa de anclaje y pernos. [Propia]	148
Figura 4.38. Diagrama de cuerpo libre para la unión entre viga superior, tubular cuadrado 90x90x2,5 mm y columna, IPN 180. [Propia].....	152
Figura 4.39. Diagrama de cuerpo libre para la unión entre columna, IPN 180 y placa de anclaje ASTM A36. [Propia]	156
Figura 4.40. Diagrama de cuerpo libre para la unión entre placa de soporte de motor, ASTM A36 y viga superior, tubular cuadrado 90x90x2,50 mm. [Propia]	158
Figura 4.41. Esquema representativo del transportador helicoidal para la extracción del material plástico, ya triturado. [Propia].....	160
Figura 4.42. Gráfica de factor de sobrecarga en tornillos transportadores helicoidales. [23].....	171
Figura 4.43. Estudio del desplazamiento en el eje del rodillo a partir del software Solid Works. [Solid Works]	174
.....	174
Figura 4.44. Estudio del factor mínimo de seguridad requerido en el eje del rodillo a partir del software SolidWorks. [SolidWorks].....	174

Figura 4.45. Estudio de las tensiones axiales de Von Mises para el elemento cajón de soporte de cuchillas a partir del software SolidWorks. [SolidWorks]	175
Figura 4.46. Estudio del factor de seguridad mínimo requerido para el elemento cajón de soporte de cuchillas a partir del software SolidWorks. [SolidWorks]	176
Figura 4.47. Estudio de las tensiones de Von Mises en el volante de inercia a partir del software SolidWorks. [SolidWorks]	177
Figura 4.48. Estudio de la deformación unitaria en el volante de inercia a partir del software SolidWorks. [SolidWorks]	177
Figura 4.49. Estudio del factor de seguridad, mínimo requerido, a partir del software Solid Works. [SolidWorks]	178
Figura 4.50. Plano 1/12, dibujo de conjunto. [SolidWorks].....	179
Figura 4.51. Plano 2/12, disco lado externo. [SolidWorks].....	180
Figura 4.52. Plano 3/12, cajón de soporte o carcasa. [SolidWorks].....	181
Figura 4.53. Plano 4/12, disco central. [SolidWorks].....	182
Figura 4.54. Plano 5/12, cuchillas fijas. [Solid Works].....	183
Figura 4.55. Plano 6/12, eje. [SolidWorks].....	185
Figura 4.56. Plano 7/12, estructura de soporte. [SolidWorks].....	185
Figura 4.57. Plano 8/12, soporte de cuchillas. [SolidWorks].....	186
Figura 4.58. Plano 9/12, tolva de entrada. [SolidWorks].....	187
Figura 4.59. Plano 10/12, polea menor. [SolidWorks].....	188
Figura 4.60. Plano 11/12, tolva de transferencia. [SolidWorks]	189
Figura 4.61. Plano 12/12, volante de inercia. [SolidWorks].....	191

INTRODUCCIÓN

El reciclaje fue una de esas grandes ideas de los años 70, uno de los primeros grandes movimientos para salvar el planeta del agotamiento de los recursos y a la tierra y el mar de los desechos humanos. Quién podría siquiera imaginar, ahora, una nación moderna sin contenedores de reciclaje, plantas de reciclaje y envases de yogur, bebidas gaseosas, agua mineral, etc., hechos con materiales reciclados. Y todo el mundo, siempre, clasificando lo que antes se llamaba su “basura”, ahora sus “reciclables”, para participar en la eterna renovación de los recursos de la tierra. Los ambientalistas y, como siempre, los medios de comunicación y los gobiernos ansiosos de un nuevo rol, utilizaron todos los recursos propagandísticos para plantar la idea de que el reciclaje era sólo parte de una buena ciudadanía terrícola, y es inseparable de la parábola que todo lo que es tan importante tiene que estar relacionado con la ley y es responsabilidad del gobierno. Necesitábamos nuevas leyes en todos los niveles de gobierno. No se podía confiar a las acciones privadas de ciudadanos, de empresas o la industria, no sin coerción.

La investigación se presenta como una propuesta de acuerdo a solicitud de la Corporación RECIBAR C.A., del estado Anzoátegui, en el municipio Simón Bolívar, para realizar la ingeniería conceptual, básica y de detalles de una máquina que permita triturar los residuos de plásticos recolectados en dicho municipio, con el propósito de obtener la materia prima para reciclarlo y fabricar nuevamente envases que sirvan para contener alimentos, bebidas, etc.; así como también artículos de plásticos para diferentes usos.

Esta propuesta de concretarse su posterior ejecución como proyecto factible, sería una solución tangible y eficiente en la recuperación económica,

funcional y relanzamiento de la calidad y cantidad en la obtención de productos de calidad para pequeñas y medianas empresas de la zona. Se utilizó la metodología experimental y documental de campo; y revisión bibliográfica en función de una investigación descriptiva y proyectiva; utilizando técnicas como la observación directa, exploración bibliográfica y el posterior análisis de los resultados obtenidos a partir de cálculos de diseño y valoración computacional, para finalmente formular las conclusiones correspondientes. El trabajo está estructurado a partir de capítulos, el capítulo I muestra la conceptualización de la investigación, la cual comprende, el planteamiento del problema, los objetivos planteados, la justificación e importancia de la investigación; así como las limitaciones y su alcance. Además de algunas generalidades sobre la empresa RECIBAR C.A.

El capítulo II contempla el marco teórico o referencial de la investigación; es decir, los antecedentes y las bases teóricas que se relacionan con el tema central de la misma.

El capítulo III corresponde al entorno metodológico, basado en la investigación, su tipo, su nivel, las técnicas que se utilizaron y las estrategias para desarrollar los objetivos específicos.

El Capítulo IV muestra los resultados tabulados y analizados de acuerdo a valoraciones analíticas y computacionales, realizadas a través del software SolidWorks.

Finalmente, en el capítulo V se formulan las correspondientes conclusiones y recomendaciones de la investigación, en función de los objetivos desarrollados.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

El capítulo I muestra la parte de conceptualización de esta investigación, mostrando la problemática planteada, los objetivos formulados para solucionarla, su justificación e importancia; así como también, su alcance y limitaciones, además de algunas generalidades importantes de la empresa RECIBARC.A, como ente fundamental en el desarrollo del proyecto, puesto que en sus instalaciones se realizó la pasantía de grado.

1.1. Planteamiento del Problema

RECIBAR es una corporación que surge por iniciativa de la alcaldía del municipio Simón Bolívar en el estado Anzoátegui con el propósito de aprovechar y recuperar los residuos plásticos que se encuentran en la calle y los que las personas y comunidades desechan, para producir nuevos productos plásticos. La visión de un municipio integrado de manera armónica y productiva con el medio ambiente es una línea estratégica de la política de la alcaldía de Barcelona que busca transformar el residuo en un producto útil.

Los plásticos son productos compuestos por muchos elementos orgánicos, sintéticos o semisintéticos, que tienen la propiedad de ser maleables o moldeados en objetos sólidos de diversas formas.

La corporación RECIBAR en su misión de fortalecer el reciclaje en el municipio, está en proyecciones de instalar una planta procesadora de residuos plásticos para transformarlos y reconvertirlos en nuevos productos duraderos en lugar de seguir desechándolos; ya que son 100% reutilizables y reciclables.

Para ello la corporación requiere, como parte del proceso de reciclaje, el diseño de una máquina trituradora de plásticos PET, tereftalato de polietileno, para su reconversión y utilizarlo en la fabricación de nuevos envases o botellas para bebidas gaseosas y no gaseosas, lo cual representa un aporte a la solución del problema que plantea la empresa. Estableciendo en este caso una capacidad para dicha máquina de 224 kg/día (28 kg/hr). Además, sería de mucha utilidad para el investigador en su desarrollo profesional y académico.

Para llevar a cabo este requerimiento, se documentará el funcionamiento de una máquina trituradora de plásticos y sus componentes mecánicos y eléctricos. En paralelo, se estimará la generación de desechos de plásticos a procesar, en el municipio Simón Bolívar. Acto seguido, se plantearán alternativas de diseño y, mediante la aplicación de una matriz de decisiones, seleccionar la más adecuada.

Continuando con la estrategia planteada, se establecerán los parámetros necesarios para realizar los cálculos de diseño que correspondan, se documentará la propuesta diseñada mediante la elaboración de planos de ingeniería y cómputos métricos, se formulará un plan de mantenimiento e inspección periódica para que se aproveche la vida útil del equipo diseñado. Por último, se realizará una estimación de costos de material y mano de obra para una pronta construcción y puesta en marcha.

1.2. Objetivos de la Investigación

1.2.1. Objetivo General

Diseñar una máquina trituradora de plástico para su reciclaje.

1.2.2. Objetivos Específicos

- 1.- Estimar la generación de desechos plásticos PET en el municipio Simón Bolívar.
- 2.- Documentar el funcionamiento de una máquina trituradora de plásticos PET, sus componentes mecánicos y eléctricos.
- 3.- Generar una matriz de decisión para la elección de la máquina trituradora de plásticos PET que mejor se adapte a las necesidades del municipio.
- 4.- Establecer los parámetros necesarios para la realización de los cálculos de diseño que correspondan.
- 5.- Documentar la propuesta diseñada mediante la realización de cálculos, elaboración de planos de ingeniería y cómputos métricos.
- 6.- Formular un plan de mantenimiento e inspección periódica para que se aproveche la vida útil del equipo diseñado.
- 7.- Realizar una estimación de costos de material y mano de obra para una pronta construcción y puesta en marcha.

1.3. Justificación e Importancia

La investigación se justifica plenamente, debido a la importancia que representa para la empresa RECIBAR, tener en sus instalaciones un equipo que permita triturar los plásticos recolectados como residuos para su reciclaje. Además de que permitió el desarrollo profesional del investigador (a), al adquirir experiencia laboral y técnica dentro de la empresa y culminar con éxito su formación académica dentro del recinto universitario. Fue importante para la solución de la problemática planteada inicialmente.

1.4. Alcance y Limitaciones

Como alcance, se presentó la ingeniería básica y de detalles para la futura construcción y montaje, a mediano plazo, de una máquina trituradora de plásticos, con el propósito de su reciclaje. En cuanto a las limitaciones, se presentaron ciertos obstáculos, los cuales fueron sorteados y vencidos por la investigadora, gracias a pericia e inventiva. Entre otras, falta de información documentada pertenece a una corporación de reciente creación.

1.5. Generalidades de la Empresa

La Corporación de Reciclaje RECIBAR, C.A.se dedica a la recolección y transporte de desechos sólidos para el reciclaje de materiales para su reutilización y transformación en materia prima para la fabricación de nuevos productos, vinculando la industria nacional e internacional; además de preservar el mantenimiento y la conservación del medio ambiente.

1.5.1. Razón social y registro único e información fiscal

La razón social es el nombre que identifica a la empresa en el medio industrial, ésta es: Corporación de Reciclaje RECIBAR C.A.; mientras que su Rif es: G – 20012900 – 0, representados en el logo oficial de la misma mostrado en la figura 1.1.



G – 20012900 – 0

Figura 1.1. Logo de RECIBAR [1].

1.5.2. Ubicación geográfica

La Corporación RECIBAR C.A., está ubicada en la avenida principal del sector Los mesones en el municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui, en terrenos aledaños a la empresa Mack de Venezuela, muy cerca del puente o distribuidor teniente Nicolás Hurtado en la redoma de Los Pájaros, el cual enlaza la troncal 9 con el puente La Victoria (antiguo Volca). En la figura 1.2, se tiene una imagen que ilustra dicha ubicación, tomada de Google maps, que muestra la identificación exacta de dicha empresa, puesto que la misma no está actualizada; ya que se fundó en el año 2018. Presenta una extensión aproximada de 780 metros cuadrados y tiene su domicilio legal en la calle Juncal, Paseo 27 de abril, frente a la plaza Boyacá de Barcelona; es decir, en la Alcaldía del municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui.



Figura 1.2. Ubicación geográfica de RECIBAR C.A. [Google maps]

1.5.3. Actividad principal

Recolección y transporte de desechos sólidos para el reciclaje de materiales para su reutilización y transformación en materia prima para la fabricación de nuevos productos, vinculando la industria nacional e internacional y preservando el mantenimiento y la conservación del medio ambiente.

1.5.4. Misión

Impulsar, en el municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui, la Corporación Reciclaje RECIBAR, C.A., la cual ejercerá funciones de coordinación y seguimiento de la recolección de desechos sólidos y su transformación en materia prima para la elaboración de nuevos productos y el saneamiento ambiental.

1.5.5. Visión

Ser una institución pública donde se unifiquen esfuerzos y se propaguen los valores de solidaridad, hermandad, altruismo, capaz de proporcionarle a los habitantes del municipio Bolívar, un saneamiento ambiental e impulsarlos a la captación de materiales reusables útiles en la industria y en sus hogares, generando un ahorro económico y fuente de empleo. Así como la evaluación de su impacto en el medio ambiente e importación y exportación de tecnología.

1.5.6. Políticas presupuestarias y financieras

Las políticas presupuestarias que han de implementarse en la corporación de reciclaje RECIBAR C.A., están enmarcadas en lo dispuesto en la ley orgánica de la administración financiera del sector público municipal y su reglamento, por las disposiciones generales de la ordenanza de presupuesto anual de

ingresos y gastos de cada año de la alcaldía del municipio Simón Bolívar, la ley orgánica e presupuesto, el acta constitutiva de la creación de la corporación, vinculadas con el plan operativo anual y el plan de la patria.; así como también, el basamento legal para compañías anónimas en el código de comercio..

1.5.7. Estructura organizativa

La estructura organizativa se basa en una relación de jerarquía donde cada dependencia posee actividades de responsabilidad, establecidas para cada persona que labora en las mismas, y delegadas de acuerdo a cada descripción de cargo correspondiente. En la figura 1.3, se muestra el organigrama establecido por la empresa para el cumplimiento de cada actividad o responsabilidad en particular.

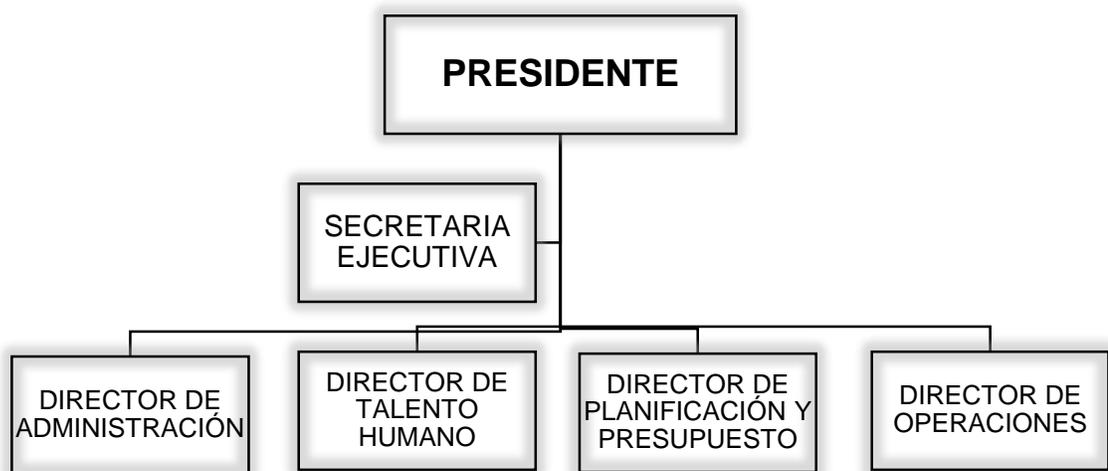


Figura 1.3. Estructura organizativa de RECIBAR, C.A. [1]

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

El capítulo II comprende el marco referencial de la investigación, reseñando las investigaciones previas encontradas como antecedentes de temas afines a la misma. Así como también, las bases teóricas correspondientes.

2.1. Antecedentes de la Investigación

Los antecedentes corresponden a tres trabajos afines a la investigación y cronológicamente ordenados y lo más reciente posible, donde se reflejan detalles sobre lo que se hizo, a que conclusiones relevantes se llegó y cuál es el aporte para esta investigación.

Caviedes, J. (2020) [2], diseñó una máquina trituradora para plástico PET. Concluyó que el impacto ambiental permitió establecer los aspectos positivos y negativos a la hora de fabricar la máquina, y de igual manera se tuvo en cuenta el beneficio de ésta en la sociedad, respecto a la reutilización de las botellas PET. El aporte de este trabajo a la investigación propuesta, fue teórico y práctico en función de los conocimientos adquiridos y los criterios y métodos de cálculos estudiados.

Ávalo, C. y Giraldo, L. (2017) [3], estudió la factibilidad para el diseño de una máquina recicladora de plástico. Como conclusión relevante, mencionó que el estudio de factibilidad determinó que es una inversión que generará ingresos, siempre y cuando se cumplan a cabalidad las expectativas de ventas. Además, al definir los procesos que se integrarán en el diseño de la

máquina recicladora, se identifica que el número de pasos por el que debe pasar el material, es menor al realizarlo normalmente en la industria. Su aporte en este caso fue netamente teórico.

Sandoval, D y Ushiña, V. (2011)[4], diseñaron y construyeron un prototipo de máquina recicladora de botellas plásticas PET de 400 a 500 ml y latas de aluminio de 330 a 350 ml. Concluyeron que con la alternativa de diseño seleccionada, de una máquina recicladora horizontal, se obtuvo un rendimiento altamente satisfactorio debido a que se lograron alcanzar los parámetros de diseño tales como: la cantidad de botellas PET a compactar y latas de aluminio hasta 1/3 de su tamaño original, realizar 4 ciclos por minuto, separar los envases compactados y dirigidos. Así mismo, de que la máquina tiene una capacidad para 80 latas de aluminio y 40 botellas plásticas PET, debido a que las botellas plásticas compactadas ocupan mayor espacio que las latas de aluminio; además la capacidad de la máquina también depende del tamaño de los estantes de almacenamiento. Su aporte fue tanto teórico como práctico; es decir, conocimientos de bases teóricas y metodología de cálculos.

2.2. Bases Teóricas

Este apartado corresponde a la definición y descripción de tópicos que comprenden las bases teóricas de la investigación.

2.2.1. Plásticos

Plástico es el nombre genérico y común que se le da a una serie de sustancias de estructura molecular y características físico-químicas semejantes, cuya característica fundamental es contar

con elasticidad y flexibilidad durante un intervalo de temperaturas, permitiendo así su moldeado y adaptación a diversas formas.

Este nombre proviene de su eminente plasticidad, es decir, su facilidad para adquirir ciertas formas. La denominación de los plásticos se basa en los monómeros que se utilizaron en su fabricación, es decir, en sus materias primas. [5]

En los homopolímeros termoplásticos se antepone el prefijo "poli" por ejemplo:

- **Monómero Inicial** Metil Metacrilato
- **Nombre de Polímero** Polimetil Metacrilato

Como se puede observar, los nombres químicos de los polímeros con frecuencia son muy largos y difíciles de utilizar. Para aligerar este problema se introdujeron las "siglas" o acrónimos. La materia prima más importante para la fabricación de plásticos es el petróleo, ya que de él se derivan los productos que originan diferentes tipos de plásticos. Es importante mencionar que también otras materias primas para la fabricación de plásticos son algunas sustancias naturales como la madera y el algodón de donde se obtiene la celulosa, así como otros plásticos se obtienen del carbón y el gas natural. [5]

2.2.2. Fundamentos de reciclaje

El reciclaje es un proceso fisicoquímico o mecánico que consiste en someter a una materia o un producto ya utilizado a un ciclo de tratamiento total o parcial para obtener una materia prima o un nuevo producto. La cadena de reciclado posee varios eslabones los cuales son:

- Origen
- Recuperación

- Plantas de transferencia
- Plantas de clasificación
- Reciclador final

2.2.2.1. Reciclaje de plástico

Cada día es más claro que es necesaria la recuperación de los restos plásticos por dos razones principales: La contaminación que provocan y el valor económico que representan. Por otra parte, la mayoría de los plásticos se obtienen a partir de derivados del petróleo, un producto cada vez más caro y escaso, y en consecuencia, un bien a preservar. [6]

2.2.3. Métodos de reciclado

Este apartado muestra los métodos comunes de reciclado de plástico utilizado para obtener nuevos productos a partir de desechos.

2.2.3.1. Reciclado mecánico

Es un proceso físico mediante el cual el plástico post-consumo o industrial es recuperado permitiendo su posterior utilización. (Ver figura 2.1).

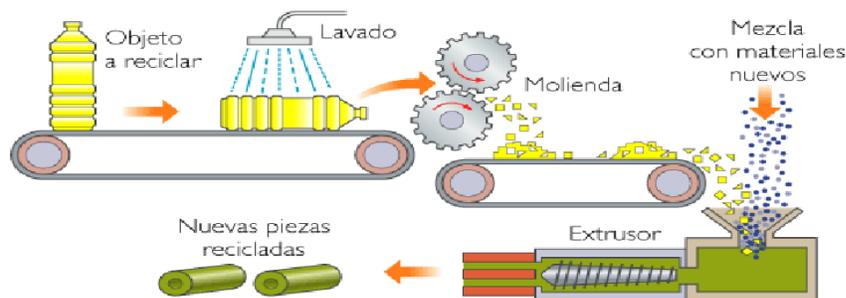


Figura 2.1. Proceso de reciclado mecánico del plástico [6].

2.2.3.2. Ventajas del reciclaje mecánico

- Desde el punto de vista técnico, las plantas de reciclado mecánico requieren inversiones moderadas.
- El proceso de reciclado del PET no conlleva contaminación del medioambiente.
- El reciclado mecánico de PET genera un producto de mayor valor agregado y es materia prima para la producción de productos de uso final.
- Existe mercado para el material molido y limpio de este material, como insumo o materia prima para producir otros artículos de uso final.

2.2.3.3. Reciclado químico

Se trata de diferentes procesos mediante los cuales las moléculas de los polímeros son craqueadas (rotas) dando origen nuevamente a materia prima básica que puede ser utilizada para fabricar nuevos plásticos.

Algunos métodos de reciclado químico ofrecen la ventaja de no tener que separar tipos de resina plástica, es decir, que pueden tomar residuos plásticos mixtos, reduciendo de esta manera, los costos de recolección y clasificación dando origen a productos finales de muy buena calidad. (Ver figura 2.2). [6]

Los principales procesos químicos existentes son:

a) Pirolysis: Es el craqueo de las moléculas por calentamiento en el vacío. Este proceso genera hidrocarburos líquidos o sólidos que pueden ser luego procesados en refinerías.

b) Hidrogenación: En este proceso los plásticos son tratados con hidrógeno y calor. Las cadenas poliméricas son rotas y convertidas en un petróleo sintético que puede ser utilizado en refinerías y plantas químicas.

c) Gasificación: Los plásticos son calentados con aire o con oxígeno. Así se

obtienen los siguientes gases de síntesis: monóxido de carbono e hidrógeno, que pueden ser utilizados para la producción de metanol o amoníaco o incluso como agentes para la producción de acero en hornos de venteo.

d) Quimiólisis: Este proceso se aplica a poliésteres, poliuretanos, poli acetales y poliamidas. Requiere altas cantidades separadas por tipo de resinas. Consiste en la aplicación de procesos solvolíticos como hidrólisis, glicólisis o alcoholólisis para reciclarlos y transformarlos nuevamente en sus monómeros básicos para la re polimerización en nuevos plásticos.

e) Metanólisis: Es un avanzado proceso de reciclado que consiste en la aplicación de metanol en el PET. Este poliéster (el PET), es descompuesto en sus moléculas básicas, incluido el dimetiltereftalato y el etilenglicol, los cuales pueden ser luego re polimerizados para producir resina virgen.

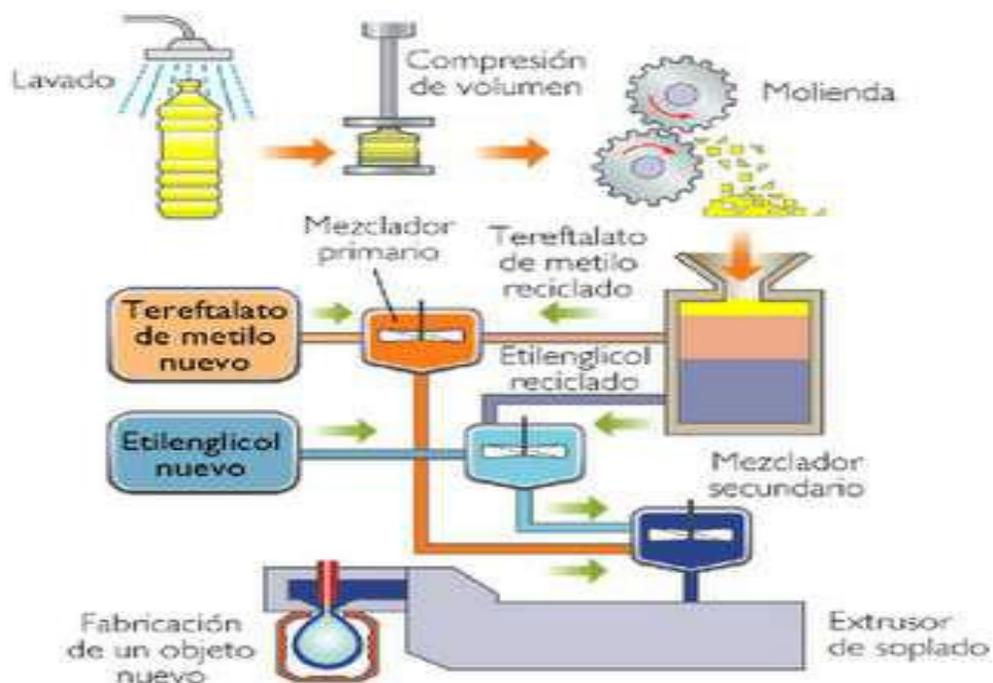


Figura 2.2. Proceso de reciclado químico del plástico [6].

2.2.3.4. Ventajas del reciclado químico

- Reduce el consumo de petróleo crudo en las empresas petroquímicas.
- En algunos procesos de reciclado químico no es necesario separar los diferentes tipos de resina plástica. [6]

2.2.4. Máquinas utilizadas para el reciclaje

Acá se describen brevemente las máquinas utilizadas en el reciclaje de material plástico.

2.2.4.1. Compactadora

Una compactadora es una máquina de reciclaje que permite reducir el tamaño de los desperdicios a través de la acción de compactación. Normalmente, los compactadores funcionan con sistemas hidráulicos y son automatizadas, pero las principales ventajas que se tiene es que, debido a la reducción de su tamaño, existe una reducción de costos en transporte y almacenamiento (Ver figura 2.3). [6]



Figura 2.3. Máquina compactadora [6].

2.2.4.2. Trituradoras

Las trituradoras son máquinas diseñadas para reducir el tamaño, o cambiar la forma de materiales de desecho, para que puedan ser más fácilmente eliminados o reciclados, o para reducir el tamaño de una sólida mezcla de materias primas (como en la roca de mineral), por lo que las piezas de diferente composición se pueden diferenciar. Normalmente, las fases de trituración son seguidas por etapas de molienda, si los materiales deben ser aún más reducidos (Ver figura 2.4). [6]



Figura 2.4. Trituradora de plástico [6].

2.2.4.3. Granuladoras

Una granuladora es una máquina utilizada para romper los productos de plástico para que puedan ser reciclados, la cual funciona de manera similar a una máquina destructora de documentos de gran tamaño (Ver figura 2.5). Esta máquina se compone de un motor eléctrico de gran tamaño y un rotor en el

cual existen cuchillas de corte. Estas cuchillas están disponibles en numerosas formas y tamaños. Cuando el material plástico utilizado se coloca dentro de la cámara, las cuchillas comienzan a rotar de manera que el material comienza a ser desmenuzado en pequeños pedazos a los cuales se los denomina gránulos. [6]



Figura 2.5. Máquina granuladora [6].

2.2.5. COVENIN 1618. Estados límites en estructuras de acero y concreto

Está referida al diseño estructural de estructuras de acero y concreto. Esta norma venezolana tiene por objeto establecer los criterios de diseño bajo la teoría de los esfuerzos límites. [7]

La norma COVENIN 1618 se refiere al diseño de estructuras de acero basado en el estudio de los estados límites. El método de los estados límite es un enfoque de seguridad en el cálculo estructural preconizado por

diversas normativas técnicas, instrucciones y reglas de cálculo, consistente en enumerar una serie de situaciones arriesgadas cuantificables mediante una magnitud, y asegurar con un margen de seguridad razonable que la respuesta máxima favorable de la estructura en cada una de esas situaciones es superior a la exigencia real sobre la estructura. Un Estado Límite es una situación caracterizada por el valor de una magnitud física, tal que de ser rebasada, haría que la estructura dejara de ser apta para su uso, ya sea por ruina estructural total o parcial o por una pérdida significativa de funcionalidad. Es decir, si una magnitud M caracteriza un Estado Límite concreto, existirá un valor límite o valor último M_u tal que la condición $M > M_u$ implica que la estructura sufrirá algún tipo de fallo estructural o de deterioro, que hará que en general deje de ser apta para su uso normal. La última revisión de la norma 1618 es la del año 1998 y es la que está vigente: es decir, la actualización es COVENIN 1698-98. [7]

2.2.6. Elementos estructurales de unión

Los elementos de unión o sujeción en cualquier elemento estructural o de máquina en general, que comúnmente se utilizan son: pernos, remaches y soldadura.

a) Pernos: Los tornillos o pernos, son conexiones rápidas que normalmente se aplican a estructuras de acero ligeras, como por ejemplo para fijar chapas o vigas ligeras.

b) Remaches: Los remaches o roblones son elementos de fijación que se emplean para unir de forma permanente dos o más piezas. Consisten en un tubo cilíndrico que en su fin dispone de una cabeza

c) Soldadura: La soldadura es la más común en estructuras metálicas de acero y no es más que la unión de dos piezas metálicas mediante el calor.

Aplicándoles calor conseguiremos que se fusionen las superficies de las dos piezas, a veces necesitando un material extra para soldar las dos piezas. [8]

2.2.7. Conexiones apernadas

Las conexiones apernadas se le reconocen como ventajas el ser un método simple de conexión en obra, lo que las convierte en una solución de conexión más económica que la soldadura en obra. Sin embargo, entre las desventajas hay que señalar que requiere de perforación de las planchas y elementos a conectar. Se conocen dos tipos de conexiones apernadas:

a) Conexiones de tipo aplastamiento

Son las conexiones en que la carga es resistida por la cortante en los pernos y por aplastamiento sobre los mismos.

La resistencia de diseño está definida por la presencia o no de la rosca. Un perno con roscas incluidas en el plano de corte se le asigna una menor resistencia de diseño que a un perno con roscas excluidas del plano de corte. [8]

b) Conexiones de deslizamiento crítico

Son las conexiones en que el deslizamiento sería inconveniente para la capacidad de servicio de la estructura a que pertenecen dichas uniones. En la figura 2.6, se ilustra una representación clásica de fuerzas entre dos elementos apernados. [8]

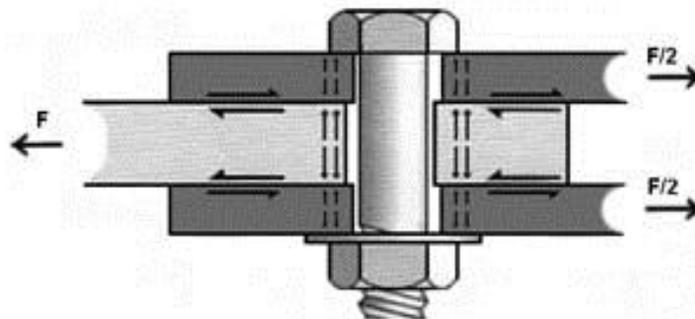


Figura 2.6. Conexión apernada [8].

Las conexiones son como el adhesivo que mantiene las partes de la estructura unidas y permite que absorban las cargas a las que están sometidas. Son pues, un aspecto crítico en el comportamiento de la estructura.

Se ha demostrado que, históricamente, la mayor recurrencia de fallas estructurales mayores en las estructuras de acero se debe a fallas en los sistemas de conexiones.

El diseño de las conexiones apernadas depende de cuatro factores principales:

- Tipo de cargas, el tipo y dirección de los esfuerzos que convergen sobre una conexión es determinante de su diseño.
- Resistencia y rigidez, de los elementos y de las conexiones.
- Economía, las conexiones tienen una relación directa con el costo total de la estructura. (Conexiones repetitivas pueden tener un impacto importante en la reducción de costos)
- Dificultad de ejecución, aunque una conexión puede ser muy eficiente en relación al uso de los materiales (y en consecuencia, ser razonablemente económica) aún puede significar un costo importante en obra en función de su complejidad. [8]

2.2.8. Conexiones Soldadas

La soldadura es la forma más común de conexión del acero estructural y consiste en unir dos piezas de acero mediante la fusión superficial de las caras a unir en presencia de calor. Se ejecuta con o sin aporte de material agregado.

Son procedimientos que, mediante la aplicación de energía manifestada en calor y/o presión, permiten lograr la unión íntima y permanente de elementos metálicos dejándolos con la continuidad apta para que trabajen mecánicamente como un todo homogéneo, conservando sus cualidades

físicas. En general, se reconoce a la soldadura, algunas ventajas como el otorgar mayor rigidez a las conexiones, demandar menor cantidad de acero para materializar la conexión y permitir una significativa reducción de costos de fabricación. [9]

Adicionalmente, se le reconoce como ventajas el evitar las perforaciones en los elementos estructurales y simplificar los nudos complejos. Sin embargo, se le reconocen también algunas desventajas, como las ya mencionadas dificultades que representa la soldadura en obra y el demandar mayores calificaciones a los operarios en obra para soldar que para hacer uniones apernadas. Lo anterior hace que las conexiones soldadas en obra sean mucho más costosas que las soluciones apernadas, lo que se replica en los costos y dificultades de las inspecciones requeridas a las faenas de soldadura. Las propiedades resistentes de la sección de una soldadura o de un grupo de soldadura, se determina considerando su longitud y garganta efectiva. Los tipos de soldadura más comunes son las soldaduras de filetes, soldaduras de penetración parcial, soldaduras de penetración completa y soldaduras de tapón. [9]

En la figura 2.7, se muestra una configuración estructural con conexiones soldadas.

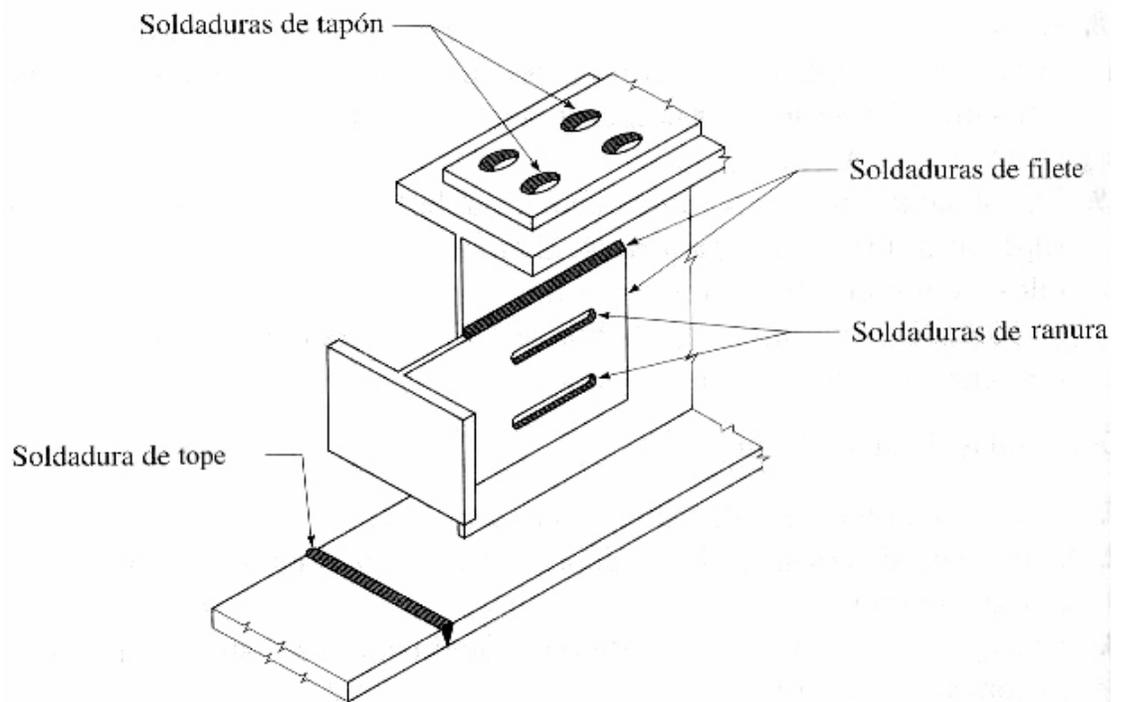


Figura 2.7. Conexiones soldadas en estructuras [9].

2.2.8.1. Tipos de soldadura

La aplicación estructural de la soldadura tiene mucho que ver con el tipo de junta a realizar. En este sentido, la soldadura se clasifica en:

- A tope
- A solape
- De esquina
- De borde
- En T

En la figura 2.8 se muestran los tipos de soldadura según el tipo de junta.

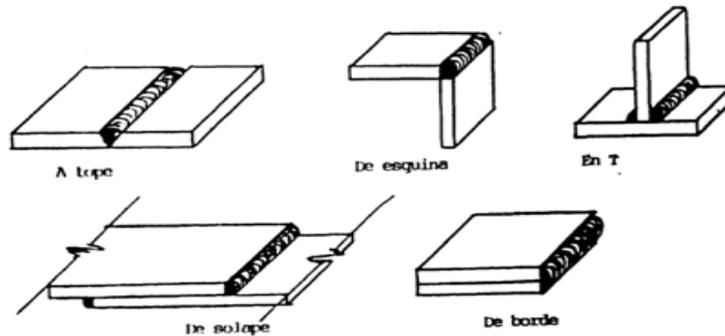


Figura 2.8. Tipos de juntas soldadas [9].

El tipo común de soldadura para las juntas estructurales es la del tipo de filete o en ángulo. Son las más comunes en obras de ingeniería, sobre todo para juntas de solape o en T, y se caracterizan por su forma triangular con lados iguales o desiguales. (Ver figura 2.9)

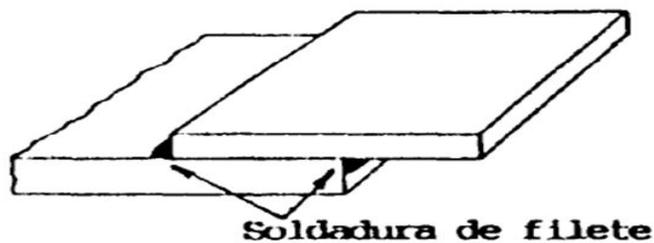


Figura 2.9. Soldadura de filete [9].

Las soldaduras de filete son las de sección transversal triangular, que unen las caras o los bordes de dos miembros colocados usualmente en ángulo recto o bien las planchas solapadas. Sus dimensiones quedan definidas por la resistencia requerida, la calidad de los electrodos y el tamaño de las piezas a conectar. (Ver figura 2.10)

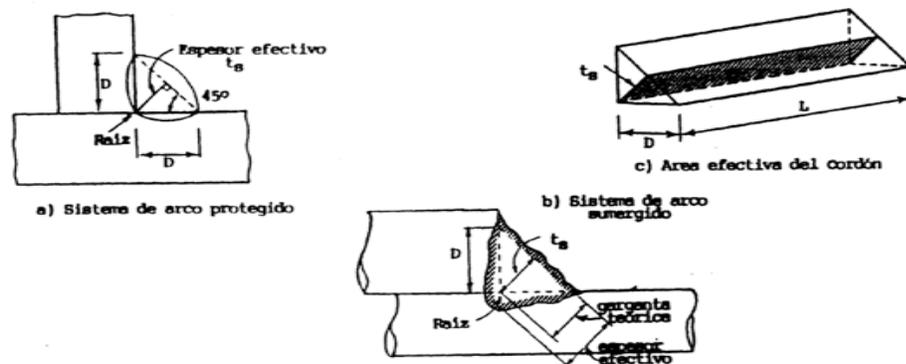


Figura 2.10. Variedad en soldaduras de filete [9].

2.2.8.2. Electrodo

Los electrodos a emplear en soldadura de arco, están normalizados por la Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society) AWS. Al producirse el arco, la fusión del extremo del electrodo que se deposita es el metal de aporte, el cual debe elegirse con características similares a las del metal base. Esta condición se denomina compatibilidad de los electrodos. [9]

Se dispone en el mercado de una gran variedad de electrodos para poder hacer un ajuste apropiado de las propiedades y características resistentes del metal de aporte, en relación con el metal base. La resistencia de un electrodo se define como sus resistencias límite en tracción, y la notación estándar para especificar un electrodo es: EXXXX.

E significa electrodo y se refiere siempre a soldadura por arco metálico protegido. Las dos primeras X a continuación de la E, representan la resistencia de 60, 70, 80, 90, 100 o 120 en kilo libras por pulgadas cuadradas. Por ejemplo: E100XX indica una resistencia a tracción de 100 ksi ($F_u = 7030 \text{ kg/cm}^2$).

Los dígitos restantes indican la posición para soldar, que puede ser plana, horizontal, vertical o sobre cabeza. Cuando la penúltima cifra es:

- 1: cualquier posición
- 2: cordón en posición plana u horizontal

La última cifra expresa la fuente de la corriente, polaridad y técnica de la soldadura, así como el tipo de recubrimiento del electrodo.

Por ejemplo: E6011, indica electrodo recubierto, de arco eléctrico, con resistencia de 60 ksi para soldar en cualquier posición con corriente continua o alterna, con polaridad directa e inversa.

En algunos casos se utiliza un sufijo a continuación de las siglas de la soldadura, por ejemplo: EXXXX-Al que indica la aleación del metal de aporte, aluminio en este caso.

La tabla 2.1 indica cuando se debe usar un tipo de soldadura acorde a su resistencia y según la compatibilidad de electrodos, como material de aporte, con el metal base; mientras que en la tabla 2.2 se presenta la compatibilidad de los electrodos.

El método de soldadura a que se refieren los valores de la tabla 2.1 corresponde al de arco metálico protegido, con procesos de bajo hidrógeno, en condición seca. [9]

Tabla 2.1. Capacidad resistente de las soldaduras. [9]

Tipo de soldadura y esfuerzo	Material	Factor ϕ de resistencia nominal	Capacidad nominal F_{nb} o F_w	Nivel de resistencia requerido en la soldadura *
SOLDADURAS DE RANURA DE PENETRACIÓN COMPLETA				
Tracción normal al área efectiva	Base	0,9	F_y	Se debe usar soldadura "compatible"
Compresión normal al área efectiva Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura	Base	0,9	F_y	Se puede usar soldadura con nivel de resistencia igual o menor al "compatible"
Corte en el área efectiva	Base Electrodo	0,9 0,8	$0,6 F_y$ $0,6 F_{EXX}$	
SOLDADURAS DE RANURA DE PENETRACIÓN PARCIAL				
Compresión normal al área efectiva Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura	Base	0,9	F_y	Se puede usar soldadura con nivel de resistencia igual o menor al "compatible"
Corte paralelo al eje de la soldadura	Base Electrodo	0,75	$0,6 F_{EXX}$	
Tracción normal al área efectiva	Base Electrodo	0,9 0,8	F_y $0,6 F_{EXX}$	
SOLDADURAS DE FILETE				
Corte en el área Efectiva	Base Electrodo	0,75	$0,6 F_{EXX}$	Se puede usar soldadura con nivel de resistencia igual o menor al "compatible"
Tracción o compresión paralelas al eje de la soldadura	Base	0,9	F_y	
SOLDADURAS DE TAPON O CANAL				
Corte paralelo a las superficies de contacto (sobre el área efectiva)	Base Electrodo	0,75	$0,6 F_{EXX}$	Se puede usar soldadura con nivel de resistencia igual o menor al "compatible"

* Se permite soldadura con resistencia superior a la de la soldadura "compatible".

Tabla 2.2. Compatibilidad de electrodos. [9]

Metal base	Electrodos	Máximo F_y del metal base (Kg/cm²)
Sidetur AE 25, DIN ST 37, ST 42 ASTM A36, A53 Grado B, A375, A500, A501, A529 y A570 grados D y E	E60XX E70XX	$F_y \leq 2.900$
Sidetur AE 35, ASTM A242, A441, A572 grados 42 a 60, A588, DIN ST 52	E70XX	$F_y \leq 3.800$
ASTM A572 grado 65	E80XX	$F_y \leq 4.150$
ASTM A514, espesores mayores a 63 mm	E100XX	$F_y \leq 7.030$
ASTM A514 espesores iguales o menores a 63 mm	E110XX	$F_y \leq 7.030$

2.2.9. Esfuerzo y deformación

El esfuerzo es una fuerza que actúa sobre el área unitaria en la que se aplica, existen esfuerzos de tensión y cortantes. La deformación unitaria se define como el cambio de dimensión por unidad de longitud. El esfuerzo suele se suele expresar en pascales (Pa) o en psi (libras por pulgadas cuadradas, por sus siglas en inglés).

La deformación unitaria no tiene dimensiones y con frecuencia se expresa en pulg/pulg o en cm/cm. El esfuerzo es la causa y la deformación es el efecto.

En muchas aplicaciones sujetas a cargas dinámicas intervienen esfuerzos de tensión o de compresión, los esfuerzos cortantes se encuentran en el procesamiento de materiales, en técnicas como extrusión de polímeros, también los encuentras en aplicaciones estructurales.

La pendiente de la gráfica de deformación contra esfuerzos elásticos es lo que se conoce como módulo de Young o de elasticidad, existe también una deformación elástica. [10]

2.2.9.1. Esfuerzo normal

La fuerza por unidad de área, o intensidad de las fuerzas distribuidas sobre una sección dada, se conoce como el esfuerzo en dicha sección y se designa por la letra griega σ (sigma).

El esfuerzo en un elemento de sección transversal de área A sometido a una fuerza axial P se obtiene dividiendo la magnitud P de la carga entre el área A perpendicular a la fuerza (ecuación 2.1):

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.1)$$

Un signo positivo indicará un esfuerzo de tensión (elemento en tensión) y un signo negativo señalará un esfuerzo de compresión (elemento comprimido).

Considerando un elemento que está sometido a una o varias fuerzas en sus extremos y estas están dirigidas a lo largo de su eje longitudinal (normalmente la sección transversal de la cual se calcula el esfuerzo normal es un plano perpendicular a este eje), decimos que el elemento está sometido

a carga axial y la fuerza interna es por tanto normal al plano de la sección (ver figura 2.11). [10]

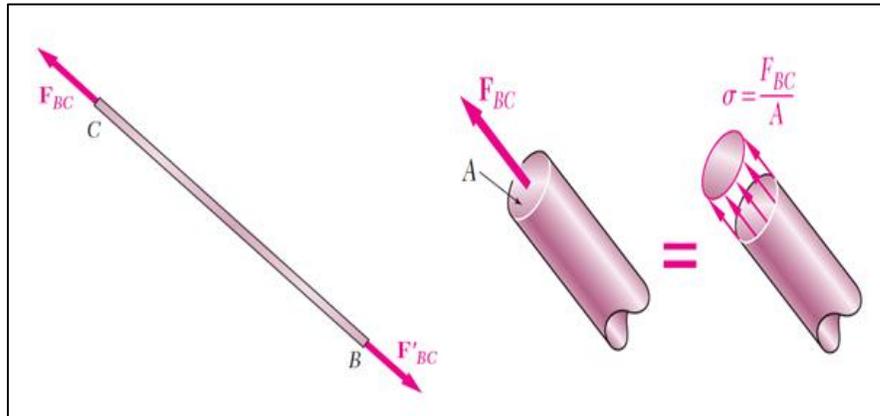


Figura 2.11. Esfuerzos Normales. [10]

Por lo tanto, la ecuación 2.1 produce el esfuerzo normal en un miembro sometido a carga axial, a compresión si el sentido de la fuerza interna es hacia la superficie de la pieza y a tensión si es en sentido contrario. [10]

2.2.9.2. Esfuerzos normales para elementos en flexión

Las ecuaciones para representar los esfuerzos normales en flexión en vigas rectas se basan en los siguientes supuestos:

1. La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es nula y que no hay cargas de torsión o axiales presentes.
2. El material es isotrópico y homogéneo.
3. El material cumple con la ley de Hooke.
4. Inicialmente la viga es recta, con una sección transversal constante en toda su longitud.
5. La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.

6. Las proporciones de la viga son tales que fallaría ante la flexión, en vez de fallar por aplastamiento, corrugación o pandeo lateral.
7. Las secciones transversales de la viga permanecen planas durante la flexión.

En la Figura 2.12 se representa una porción de una viga recta sometida al momento flexionante positivo M mostrado por la flecha curva que representa la acción física del momento junto con una flecha recta que indica el vector momento. El eje x coincide con el eje neutro de la sección, y el plano xz , que contiene los ejes neutros de todas las secciones transversales, se llama plano neutro. Los elementos de la viga que coinciden con este plano tienen un esfuerzo cero. La localización del eje neutro con respecto a la sección transversal es coincidente con el eje centroidal de la sección transversal. [10]

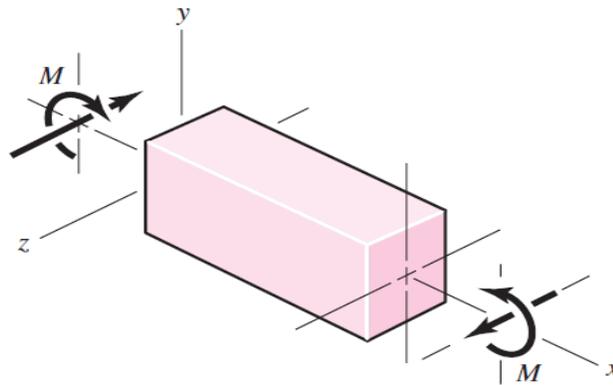


Figura 2.12. Elemento recto en flexión positiva [10]

El esfuerzo en flexión varía linealmente con la distancia desde el eje neutro, y , y está dado por:

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad (2.2)$$

Dónde, I es el segundo momento de área alrededor del eje z . Esto es:

$$I = \int y^2 dA \quad (2.3)$$

En la figura 2.13 se muestra la distribución de esfuerzo dada por la ecuación 2.5. La magnitud máxima del esfuerzo en flexión ocurrirá donde y tiene la magnitud más grande. Si se designa σ_{\max} como la magnitud máxima del esfuerzo en flexión y c como la magnitud máxima de y :

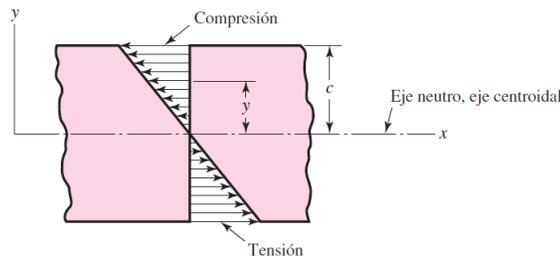


Figura 2.13. Esfuerzos en flexión [10]

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} \quad (2.4)$$

La ecuación 2.4 aún puede usarse para determinar que σ_{\max} es tensión o compresión.

2.2.9.3. Esfuerzos cortantes debidos a cargas transversales

Un tipo muy diferente de esfuerzo se obtiene cuando se aplican fuerzas transversales P_y a un elemento AB (ver figura 2.14a). Al efectuar un corte en C entre los puntos de aplicación de las dos fuerzas (ver figura 2.14b), obtenemos el diagrama de la porción AC que se muestra en la figura 2.14c.

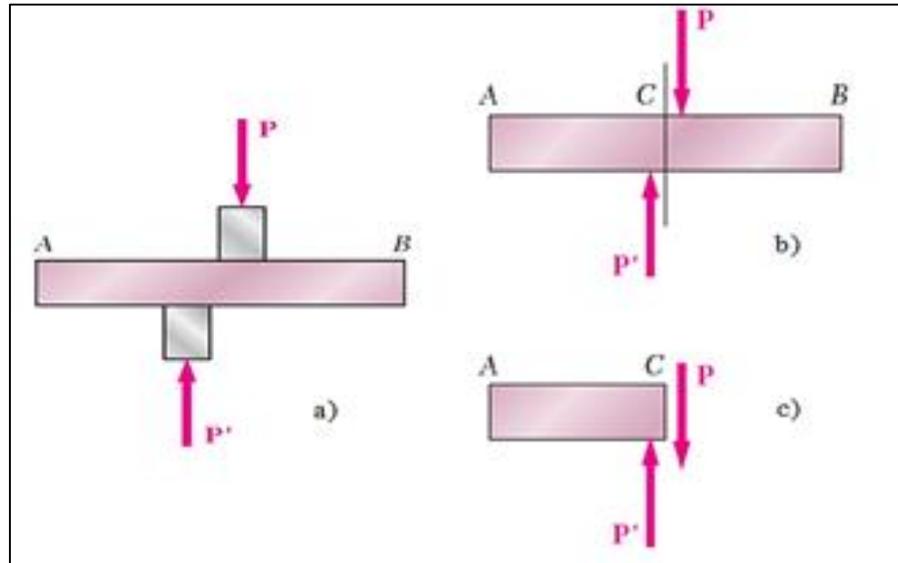


Figura 2.14. Esfuerzos Cortantes. [10]

Se concluye que deben existir fuerzas internas en el plano de la sección, y que su resultante es igual a P . Estas fuerzas internas elementales se conocen como fuerzas cortantes, y la magnitud P de su resultante es el cortante en la sección. Dividiendo el cortante P entre el área A de la sección transversal, se obtiene el esfuerzo cortante medio de la sección, designado por la letra griega τ (tau), como se muestra en la ecuación 2.6. [10]

$$\tau = \frac{P}{A} \quad (2.5)$$

2.2.9.4. Esfuerzos cortantes debidos a torsión

La torsión, conocida también como par de torsión, momento de torsión o par, se refiere a la carga excéntrica de un miembro estructural que tiende a torcerlo.

Cuando sobre un miembro estructural se aplica un par de torsión, se genera esfuerzo cortante y se crea una deflexión torsional, la cual produce un ángulo de torsión en un extremo de la flecha con respecto a otro. [12]

a) Par de torsión

Es el producto de la fuerza aplicada y la distancia de la línea de acción de la fuerza al eje del elemento.

$$\text{Par de torsión} = T = F \times d \quad (2.6)$$

En el sistema métrico se expresa en N.m y en el sistema de medida estadounidense en lb.plg o lb.pie.

b) Potencia

La potencia se define como la velocidad de transferencia de energía.

Potencia = par de torsión x velocidad de rotación

$$P = T \times n \quad (2.7)$$

Esta relación es muy útil pues si se conocen dos valores de P, n o T, se puede calcular el tercero.

Cuando un miembro estructural se somete a un par de torsión externo, en el material del que está hecho el miembro estructural se desarrolla un par de torsión resistente interno que es el resultado de los esfuerzos generados en el material. Para que el elemento sujeto a esfuerzo esté en equilibrio, en las caras superior e inferior del elemento deben actuar esfuerzos cortantes de la misma magnitud. [10]

En la figura 2.15 se muestra la acción de un par torsor sobre un eje y los parámetros que intervienen en el esfuerzo cortante generado.

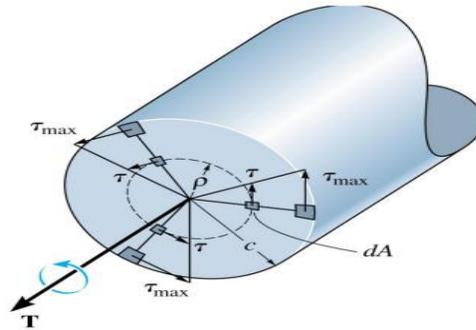


Figura 2.15. Esfuerzos Cortantes. [10]

Para calcular el esfuerzo cortante torsional se aplica la ecuación:

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad (2.8)$$

Dónde:

τ , es el esfuerzo cortante

T , es el torque aplicado sobre el elemento

C , es el radio del eje

J , es el momento polar de área del eje

2.2.9.5. Elementos sometidos a flexo-tracción

Para elementos sometidos a cargas de flexión y tracción combinadas, se puede emplear la ecuación siguiente:

$$\sigma = \frac{M_{max} * C}{I} + \frac{P}{A} \quad (2.9)$$

Dónde:

σ : Esfuerzo normal de diseño (Kg/cm²).

M_{max} : Momento flector máximo (Kg.cm).

C : Distancia desde el eje neutro hasta el punto más alejado de la sección en compresión (cm).

I : Momento de inercia (cm⁴).

P : Fuerza axial (Kg).

A : Área de la sección (cm²).

S_y : Esfuerzo de fluencia del material (Kg/cm²).

2.2.9.6. Condición de diseño permisible

El diseño será aceptable mientras:

$$\sigma < \frac{S_y}{F.S} \quad (2.10)$$

$$\tau < \frac{S_y}{F.S} \quad (2.11)$$

Dónde:

σ : Esfuerzo normal de diseño (N/m²).

τ : Esfuerzo cortante de diseño (N/m²).

$F.S$: Factor de seguridad

S_y : Esfuerzo de fluencia del material (N/m²).

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En este capítulo se especifica el tipo de procedimiento usado para la realización del trabajo de investigación, así como también contempla, los métodos científicos, técnicas y herramientas para resolver la situación planteada.

3.1. Diseño de la investigación

De acuerdo al planteamiento del problema y a los objetivos de la investigación, se fundamenta el estudio en investigación del tipo documental, ya que la información recabada se hizo a través de folletos, manuales y textos; y de campo, debido a que parte de la información se obtuvo en el área, recolectando datos y verificando condiciones de trabajo, con el fin de describir, analizar e interpretar la naturaleza del problema.

3.2. Nivel de la investigación

Debido a las características de la investigación y a los objetivos planteados en este proyecto, según el Manual de Trabajos de Grado de Especialización y Maestría y Tesis Doctorales, UPEL 2003, la cual es utilizada por la Universidad de Oriente, la investigación corresponde a una del tipo Proyecto Factible, la cual consiste en la investigación, elaboración y desarrollo de una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales. Es una investigación de

campo, porque parte de la información necesaria para elaborar la propuesta surgió del área de trabajo, así como a visitas a diversos lugares donde encontraban máquinas fabricadas para la trituración de envases y elementos de plástico, con el propósito de obtener la materia prima para el reciclaje de los mismos.

También se considera una investigación descriptiva, porque se diseñó un mecanismo en el cual se dan a conocer sus componentes, materiales y elementos mecánicos.

3.4. Técnicas de recolección de datos

3.4.1. Revisión documental

Mediante esta técnica se consultaron textos de ingeniería, para afianzar los conocimientos referidos a la investigación. Igualmente, se revisaron tesis de grado y textos de metodología de la investigación, para la constitución del marco metodológico, diseñando así un proyecto organizado, claro sistemático y sencillo, que cumpla con las normas establecidas en la elaboración de trabajos de investigación.

3.4.2. Observación directa

Se observó directamente el tipo de plástico PET a reciclar y se pudo ver el trabajo de recolección que día a día realiza el personal de la empresa RECIBAR en la ciudad de Barcelona y sus alrededores.

3.4.3. Entrevista informal

Se realizaron entrevistas al personal de RECIBAR sobre la cantidad y lugares donde se realiza la recolección de desechos plásticos de tipo PET; es decir, botellas de refrescos, jugos, agua mineral, etc.

3.5. Metodología

A continuación, se describe la metodología utilizada en el desarrollo del proyecto:

3.5.1. Estimación de la generación de desechos plásticos a procesar en el municipio Simón Bolívar

Se estimó la cantidad de desechos plásticos, tipo PET, recolectada en el municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui, básicamente en la ciudad de Barcelona y sus parroquias; así como sus caseríos, esto con la ayuda de la información que maneja la alcaldía de la municipalidad y la empresa RECIBAR.

3.5.2. Documentación del funcionamiento de una máquina trituradora de plásticos, sus componentes mecánicos y eléctricos

Se documentó el principio de funcionamiento de una máquina trituradora de plásticos PET; además de describir los componentes mecánicos que presenta. Para ello se revisaron manuales técnicos de máquinas afines y bibliografía tomada de la web, relacionada con estos tópicos.

3.5.3. Generación de una matriz de decisión para la elección de la máquina trituradora de plásticos que mejor se adapte a las necesidades del municipio

Mediante la creación de un equipo de trabajo, se pudieron evaluar varias alternativas propuestas sobre el tipo de máquina a diseñar, acorde a la demanda de desechos recolectados y de nuevas botellas, requeridas por empresas como Coca-cola Femsa Barcelona, Pepsi cola Barcelona, entre otras.

3.5.4. Establecimiento de los parámetros necesarios para realizar los cálculos de diseño que correspondan

Se establecieron parámetros de diseño, en función de las condiciones dimensionales disponibles en el área de ubicación futura de la máquina y de la cantidad de residuos plásticos tipo PET recolectados en todo el municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui.

3.5.5. Documentación de la propuesta diseñada mediante la realización de cálculos, elaboración de planos de ingeniería y cómputos métricos

Utilizando los criterios y ecuaciones correspondientes al diseño estructural y de elementos de máquinas, se documentó la ingeniería básica de la máquina diseñada, mediante los cálculos correspondientes. En primer lugar, se hizo un esquema representativo de la máquina diseñada, mostrando sus partes componentes y los elementos de máquinas y estructurales en general que se encuentran en la misma.

En tal sentido, se realizaron los cálculos relacionados con el sistema de corte de la máquina; es decir, fuerza de corte, geometría de las cuchillas,

diámetro del rodillo de corte y validación de su carga aplicada sobre el mismo, velocidad de giro, potencia requerida y torque de corte.

Así mismo, se hicieron los cálculos correspondientes al volante de inercia de la máquina; los cuales contemplan velocidades máximas y mínimas y la inercia de dicho volante. Luego se procedió a diseñar el eje y seleccionar el motor impulsor.

Con respecto a la ingeniería básica torsional de la máquina, se realizaron los cálculos para una transmisión por correas trapezoidales, selección de rodamientos y chumaceras correspondientes; así como también el sistema de extracción del material triturado, en este caso, el diseño de un tornillo sin fin. Para ello, se calculó la capacidad del tornillo, su potencia y la selección del motor que lo impulsa.

Finalmente, se realizó un análisis estático para la estructura de soporte de la máquina a partir del uso del método de los estados límites, contemplado en la norma COVENIN 16128-98, verificando al respecto el cumplimiento de las sollicitaciones sobre deflexión en vigas y esfuerzo máximo flexionante; las cuales determinan la aceptación o no de los perfiles estructurales seleccionados en cada caso. Dicho análisis contempla el diseño de la estructura base de la máquina, la carcasa y la tolva de alimentación de la misma

3.5.6. Formulación de un plan de mantenimiento e inspección periódica para que se aproveche la vida útil del equipo diseñado

Se formuló un plan de mantenimiento preventivo para mantener la inspección constante de la máquina diseñada, a fin de garantizar su operatividad continua y se aproveche su vida útil.

3.5.7. Realización de una estimación de costos de material y mano de obra para una pronta construcción y puesta en marcha

Se realizó una estimación de costos para la futura fabricación de la máquina diseñada, incluyendo mano de obra y materiales. Determinando además la relación costos beneficios para estimar el tiempo de retorno de la inversión o desembolso que la empresa RECIBAR debe hacer.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1. Estimación de la generación de desechos plásticos a procesar en el municipio Simón Bolívar

Venezuela no es la excepción, respecto al resto del mundo, en relación a la generación de desechos plásticos y cartón, por ejemplo, en los Estados Unidos de Norteamérica, al mes de agosto del 2023, cada persona genera mensualmente 4,42 kg; mientras que en Europa esta cifra es un tanto menor, 2,23 kg. Cifras que son suministradas por la OMS, Organización Mundial de la Salud. En Venezuela, el promedio de desechos plásticos y de cartón mensual, por persona, es aproximadamente igual a 0,76 kg, información suministrada por la empresa RECIBAR, C.A., puesto que por parte del INE, Instituto Nacional de Estadística, se tiene apenas la información de los años 2000 al 2007(ver anexo A).

De esta cantidad de desechos plásticos y de cartón, la estimación que ofrece RECIBAR C.A. para el municipio Bolívar del estado Anzoátegui, es de 234.456,20 kg mensuales, lo cual representa el 7,20%, según datos suministrados por la Mancomunidad del Aseo Urbano y Domiciliario, en el estado Anzoátegui, para el año 2010 (ver anexo B), al tener los datos poblacional de dicho municipio, a partir del último censo poblacional, 280.450 habitantes en 2014, realizado por el INE y considerando un incremento del 10 % desde ese año a la fecha, igual a 28.045 habitantes; es decir, un total actual de 308.495 habitantes.

A partir del año 2018, nace la empresa RECIBAR C.A. como parte de un proyecto de reciclaje para desechos plásticos en el municipio y se inicia por

ende la campaña de concientización sobre la recolección, clasificación y el reciclado de los mismos.

Del total de desechos plásticos generados, en el municipio Simón Bolívar, RECIBAR C.A., ha estimado, para desechos PET, una cantidad promedio mensual de 4532 kg; tal como se muestra en el anexo C valor obtenido con el registro de los últimos seis meses, hasta agosto 2023, en todas las parroquias del municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui.

La tabla 4.1, muestra el registro de los últimos seis meses, hasta agosto 2023, para desechos plásticos, específicamente PET, de acuerdo a la información suministrada por RECIBAR C.A.

Tabla 4.1. Estimación de desechos plásticos PET en el municipio Simón Bolívar, del estado Anzoátegui [Propia].

PARROQUIA	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO
Kg de desechos plásticos PET						
BERGANTÍN	300	150	850	980	746	260
CAIGUA	750	213	400	500	500	510
EL PILAR	1013	640	800	500	1000	640
EL CARMEN	1050	870	213	1150	900	715
NARICUAL	450	1500	1314	750	480	476
SAN CRISTÓBAL	2325	2150	800	940	750	812
TOTAL	4863	5523	4377	4640	4376	3413
PROMEDIO MENSUAL EN EL MUNICIPIO: 4532 kg						

En las figuras 4.1 a la 4.4, se muestran actividades de recolección, clasificación y conteo de desechos plásticos PET en el municipio Bolívar del estado Anzoátegui, a partir de la campaña y actividades que ha emprendido la empresa RECIBAR C.A., adscrita a la Alcaldía de Barcelona.



Figura 4.1. Muestra fotográfica de recolección de desechos de cartón y plásticos en el municipio Simón Bolívar [Propia].



Figura 4.2. Muestra fotográfica de clasificación de desechos plásticos en el municipio Simón Bolívar [Propia].



Figura 4.3. Muestra fotográfica de clasificación de desechos plásticos PET en el municipio Simón Bolívar [Propia].



Figura 4.4. Muestra fotográfica de clasificación y pesaje de desechos plásticos PET en el municipio Simón Bolívar [Propia].

Los plásticos PET, comprenden una gran variedad de envases de productos para diversas aplicaciones cotidianas de las personas, especialmente, los habitantes del municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui. Entre los envases, de plásticos PET, más conocidos en el mercado, se tienen:

- Botellas de agua mineral
- Botellones para recarga de agua potable
- Botellas para refrescos, maltas y bebidas gaseosas en general
- Contenedores para postres, comidas, y alimentos en general
- Envases para productos de la estética e higiene personal, como bloqueadores solares, cremas hidratantes, champú, etc.

El Polietileno Tereftalato, también conocido por su sigla PET, es un tipo de plástico comúnmente utilizado en envases y botellas de gaseosa, agua y aceite, entre otros. Además de ser 100% reciclable, sus aplicaciones varían desde la fabricación de más envases hasta la producción de abrigo polares.

No obstante, el mayor porcentaje de desechos plásticos PET, recolectados en el municipio Bolívar de Barcelona, lo constituyen las botellas de bebidas gaseosas y de agua mineral.

El PET posee una gran ligereza y resistencia mecánica a la compresión y al impacto, resistencia química, alto grado de transparencia, capaz de conservar el sabor y aroma de los alimentos, estas propiedades han hecho de este plástico un producto con altas demandas en el mercado global.

En la tabla 4.2, se muestran las propiedades que presenta el plástico PET.

Tabla 4.2. Propiedades del plástico PET. [5]

DATOS TECNICOS PET				
POLIETILENTEREFTALAO				PET
PROPIEDADES MECANICAS	UNIDAD	ASTM	DIN	VALORES
A 23°C				
PESO ESPECIFICO	gr/cm ³	D-792	53479	1.39
RESIST. A LA TRACC. (FLUENCIA / ROTURA)	Kg/cm ²	D-638	53455	900
RES. A LA COMPRESION (1 Y 2 % DEF)	Kg/cm ²	D-695	53454	260 / 480
RESISTENCIA A LA FLEXION	Kg/cm ²	D-790	53452	1450
RES. AL CHOQUE SIN ENTALLA	Kg.cm/cm ²	D-256	53453	> 50
ALARGAMIENTO A LA ROTURA	%	D-638	53455	15
MODULO DE ELASTICIDAD (TRACCION)	Kg/cm ²	D-638	53457	37000
DUREZA	Shore D	D- 2240	53505	85 - 87
COEF. DE ROCE ESTATICO S/ACERO		D- 1894		--
COEF. DE ROCE DINAMICO S/ACERO		D- 1894		0.2
RES. AL DESGASTE POR ROCE				MUY BUENA

Los plásticos están diferenciados según un Código de Identificación de Plásticos, que es un sistema utilizado internacionalmente en el sector industrial para distinguir la composición de resinas en los envases y otros productos plásticos. En la tabla 4.3, se muestran los códigos de clasificación e identificación de plásticos utilizados al respecto.

Tabla 4.3. Códigos de identificación de plásticos. [5]

Termoplásticos			Aplicaciones	Usos después del reciclado
Poliétileno tereftalato	PET		Botellas, envasado de productos alimenticios, moquetas, refuerzos neumáticos de coches.	Textiles para bolsas, lonas y velas náuticas, cuerdas, hilos
Poliétileno alta densidad	PEAD		Botellas para productos alimenticios, detergentes, contenedores, juguetes, bolsas, embalajes y film, laminas y tuberías.	Bolsas industriales, botellas detergentes, contenedores, tubos
Poliétileno de baja densidad	PEBD		Film adhesivo, Bolsas, revestimientos de cubos, recubrimiento contenedores flexibles, tuberías para riego.	Bolsas para residuos, e industriales, tubos, contenedores, film uso agrícola, vallado
Policloruro de vinilo	PVC		Marcos de ventanas, tuberías rígidas, revestimientos para suelos, botellas, cables aislantes, tarjetas de crédito, productos de uso sanitario.	Muebles de jardín, tuberías, vallas, contenedores
Polipropileno	PP		Envases para productos alimenticios, Cajas, tapones, piezas de automoviles, alfombras y componentes eléctricos.	Cajas multiples para transporte de envases, sillas, textiles
Poliestireno	PS		Botellas, vasos de yogures, recubrimientos	Aislamiento térmico, cubos de basura, accesorios oficina

En la tabla 4.3, se puede observar que el PET es el número 1, lo cual indica que dicho material es 100% reciclable debido a sus propiedades químicas.

4.2. Documentación del funcionamiento de una máquina trituradora de plásticos PET, sus componentes mecánicos y eléctricos

Una máquina trituradora de plástico PET, normalmente está compuesta por elementos rotatorios cortantes motorizados y debe tener su estructura de

soporte. En este caso, se trata de un equipo, cuyo sistema de corte, se explica con mayor claridad en el apartado 4.3, donde se hace la selección del mismo.

4.2.1. Funcionamiento

Existen dos métodos de reciclar plásticos, mecánica y químicamente, debido a que en el proyecto se involucra la trituración, en este caso, el enfoque será el reciclado mecánico.

En el reciclado mecánico se encuentran una serie de procesos a los que el PET va a estar sometido, siendo su limpieza y procesamiento, posibles sin la intervención química en la estructura de este.

En el siguiente diagrama de la figura 4.5, se muestran todas las etapas por las cuales pasa las botellas PET desde su recolección hasta la forma en escamas.

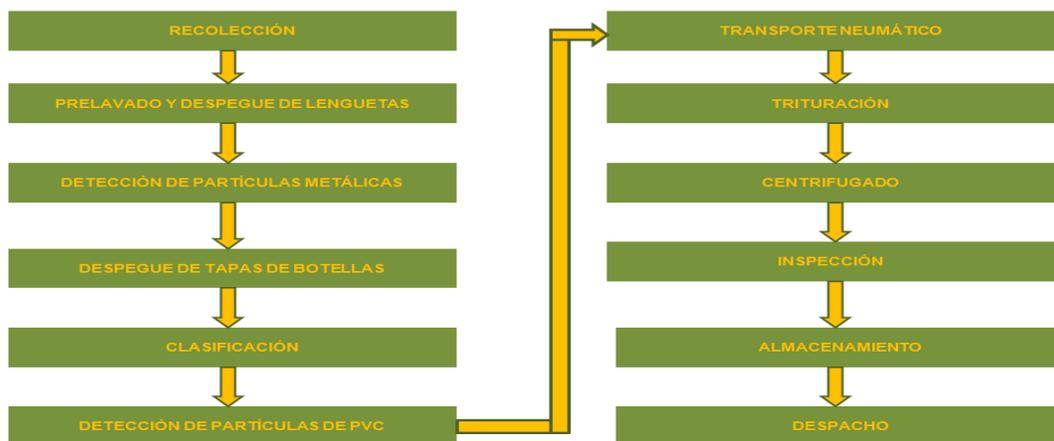


Figura 4.5. Diagrama de las etapas de reciclado de plásticos PET.

[Propia]

De todo el proceso de reciclaje de botellas PET, en el triturado el objetivo principal, es reducir los envases PET, este proceso se realiza mediante un molino granulador de cuchillas, teniendo en cuenta que reducir el tamaño ayuda a un manejo más fácil de este en cuanto a transporte y almacenaje.

El molino granulador de cuchillas es el más utilizado para la trituración de botellas PET. Para la alimentación de PET al molino, el mismo posee una tolva de alimentación, la cual está ubicada en la parte superior de dicho molino, después de la tolva de alimentación se encuentra la tobera, la cual permite posicionar al PET directamente en la cámara de corte.

Para realizar el corte o triturado del PET existen diferentes tipos de sistemas de cuchillas rotatorias, un ejemplo es el sistema de cuchillas de corte oblicuo, cuya cualidad es realizar corte suave y limpio, estas cuchillas tienen una curvatura, no son totalmente rectas.

Para completar la configuración de la cámara de corte de este tipo de sistema, se tienen la porta cuchillas, se sujetan las cuchillas oblicuas, a su vez los porta cuchillas van fijos en un eje rotatorio, el cual está soportado por medio de chumaceras. Dichas chumaceras serán impulsadas por un motor eléctrico, el cual conduce su potencia mediante poleas, generalmente el conjunto es como se muestra en la figura 4.6. En la figura 4.7, se muestran las cuchillas oblicuas.



Figura 4.6. Modelo de molino triturador con cuchillas rotatorias [2].



Figura 4.7. Cuchillas de corte oblicuo [2].

Con respecto al proceso de la máquina trituradora de plástico, ésta debe seguir la secuencia mostrada en la figura 4.8.

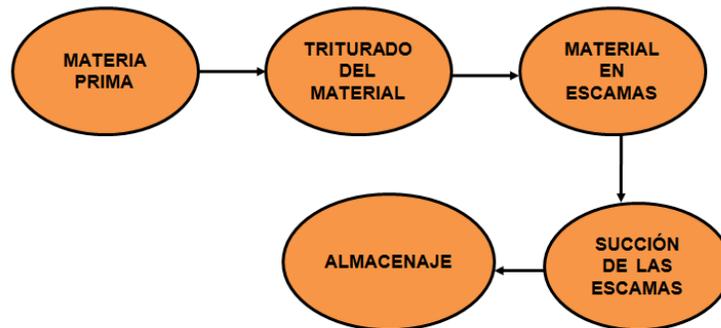


Figura 4.8. Diagrama de secuencias a seguir en una máquina trituradora de plásticos PET. [Propia]

La máquina propuesta, es un molino alimentado por una banda transportadora, el cual recibe todo el material por la tolva de alimentación, luego de la trituración, las escamas son transportadas neumáticamente para sí, ser almacenadas y transportadas de una manera más fácil y práctica para su comercialización.

4.2.2. Componentes

Los componentes de la máquina trituradora de plásticos PET son los siguientes:

- Tolva de alimentación
- Molino triturador
- Transmisión
- Salida de material
- Tornillo sinfín transportador

Toda la máquina presenta una cubierta estructural de acero ASTM A36, cuyo límite elástico es igual a 262 MPa (2672 kg/cm²)

El molino triturador, es accionado por un sistema de correas trapezoidales, el cual es movido por un motor eléctrico; mientras que el tornillo transportador del plástico PET, ya triturado, es impulsado por un motor reductor.

4.3. Generación de una matriz de decisión para la elección de la máquina trituradora de plásticos PET que mejor se adapte a las necesidades del municipio.

En este apartado se elaboró una matriz de decisiones para seleccionar la alternativa adecuada al diseño planteado. Para ello, se formularon tres alternativas, cada una con elementos de corte, diferentes y particulares en cada caso, y se establecieron criterios para definir ponderaciones al respecto. Acción realizada por un equipo natural de trabajo. Las alternativas formuladas son:

- Alternativa # 1: dos ejes con cuchillas distribuidas
- Alternativa # 2: un eje con cuchillas desfasadas
- Alternativa # 3: un eje con cuchillas dobles, tipo flechas

4.3.1. Alternativa # 1. Máquina trituradora que tiene dos ejes con cuchillas distribuidas

Esta alternativa presenta dos ejes, accionados por motores eléctricos, con cuchillas distribuidas, con forma de fresas de corte, las cuales actúan en sentido contrario para ir atrapando el material y molerlo.

La figura 4.9, presenta una ilustración referencial para este tipo de cuchillas.

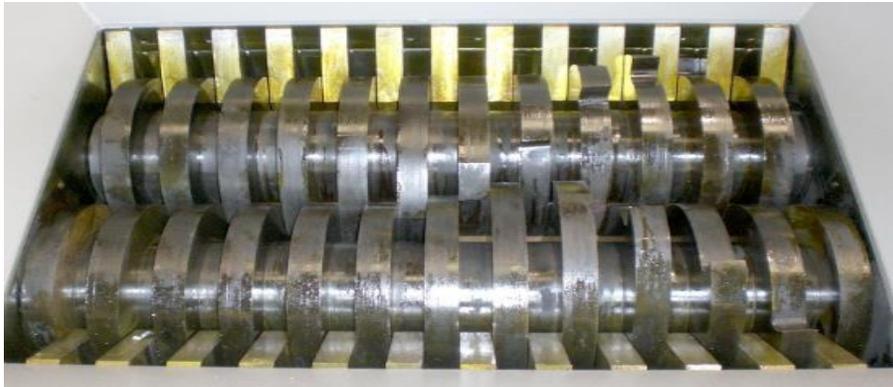


Figura 4.9. Doble eje con cuchillas distribuidas [3].

Cada alternativa planteada para el sistema de corte de la máquina trituradora de plásticos, presenta ventajas y desventajas. Al respecto, en la tabla 4.4, se muestran los beneficios y debilidades de la alternativa # 1.

Tabla 4.4. Ventajas y desventajas de la alternativa # 1[Propia].

ALTERNATIVA # 1 PARA SUBSISTEMA DE CORTE

VENTAJAS	DESVENTAJAS
1. Presenta mayor fuerza de corte, debido a la presión entre las cuchillas.	1. Hay riesgo de fricción, debido a la poca separación por la gran cantidad de cuchillas presentes.
2. Hay menor recirculación de material debido a presencia de mayor cantidad de cuchillas.	2. En caso de que falle una cuchilla, debe ser sustituida la herramienta de corte (fresa) completa, puesto que es una pieza solidaria. 3. En caso de haber aumento de temperatura, la botella o recipiente PET se derrite y puede adherirse a la cuchilla, dañándola. 4. Fabricación compleja.

4.3.2. Alternativa # 2. Máquina trituradora que tiene un eje con cuchillas desfasadas

Esta alternativa presenta un solo eje, movido por un motor eléctrico, con cuchillas desfasadas, las cuales se caracterizan por ser discos individuales, que pueden ser macizos o con algún inserto en las puntas. Estas cuchillas se distribuyen sobre el eje en forma helicoidal, de tal manera que cuando las mismas cortan, arrastran el plástico hasta un punto en particular, acumulando el material de forma continua.

La figura 4.10, presenta una ilustración referencial para este tipo de cuchillas.



Figura 4.10. Eje con cuchillas desfasadas [4].

Las ventajas y desventajas de esta alternativa, se agrupan en la tabla 4.5, mostrada a continuación.

Tabla 4.5. Ventajas y desventajas de la alternativa # 2 [Propia].

ALTERNATIVA # 2 PARA SUBSISTEMA DE CORTE	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
1. Mayor arrastre de material por el efecto de sin fin que existe entre las cuchillas móviles y fijas.	1. Complejidad en la fabricación..
2. Hay mejor recirculación de material por la forma de las cuchillas.	2. Acumulación de material por falta de filo en las cuchillas.
3. Fácil mantenimiento; ya que las cuchillas son intercambiables.	3. Fabricación costosa.
	4. Se requiere un gran número de cuchillas.

4.3.3. Alternativa # 3. Máquina trituradora que tiene un eje con cuchillas dobles, tipo flechas

Esta alternativa, se caracteriza por presentar, un eje, accionado por un motor eléctrico, con cuchillas dobles del tipo flechas y por tener, además, el corte doble inclinado, a partir de las cuchillas del tipo flecha. Esta configuración, del tipo flecha, le permite al eje, transportar el material hacia el centro, manteniéndolo alejado de las paredes laterales.

La tabla 4.6, muestra las ventajas y desventajas de esta configuración del sistema de corte.

Así mismo, en la figura 4.11, se presenta una fotografía referencial de este subsistema de corte para la máquina trituradora de plástico.

Tabla 4.6. Ventajas y desventajas de la alternativa # 3 [Propia].

ALTERNATIVA # 3 PARA SUBSISTEMA DE CORTE	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
1. Fácil fabricación.	1. Probabilidad alta de desajuste de cuchillas.
2. Reducción de desgaste en las paredes.	
3. No hay riesgo de plastificación para los materiales sensibles al calor.	
4. Facilidad para intercambiar las cuchillas.	
5. Bajo costo de fabricación y mantenimiento.	
6. Distancia de corte constante a través de longitud de cuchillas.	



Figura 4.11. Eje con doble cuchilla, tipo flecha [2].

Luego, para la selección de la alternativa adecuada, se formó un equipo de trabajo, integrado por siete personas, tal como se muestra en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Equipo de trabajo [Propia].

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
Ingeniero de planta (tutor industrial)	01
Operador	01
Mecánico de planta	02
Electricista de planta	01
Personal técnico de la empresa (Superintendente de operaciones)	01
Investigador (pasante de grado)	01

Cada una de estas personas, formuló una idea en particular, creando la correspondiente discusión y se creó la matriz de decisiones mostrada en la

tabla 4.7. Para ello, se formularon los siguientes criterios de ponderación y evaluación:

Ponderación:

0: pobre o muy deficiente.

1: regular.

2: buena.

3: excelente o muy buena.

Criterios de evaluación:

- **Costos:** este criterio hace referencia al valor de la inversión que debe realizarse para el diseño del subsistema de corte. Se le asignó un porcentaje del 20%.
- **Mantenimiento:** al criterio de mantenimiento se le asignó un porcentaje de importancia del 15%. Esto, considerando la complejidad y cantidad de tareas necesarias para mantener operativa la máquina trituradora de plásticos.
- **Eficiencia de corte:** corresponde al desempeño de las cuchillas fijas y móviles, teniendo en cuenta la relación de vueltas/corte; es decir, la cantidad de vueltas que se requieren para cortar una parte de la botella PET. En tal sentido se le asignó un porcentaje del 25%.
- **Fabricación:** está referido a la fabricación del subsistema de corte de la máquina trituradora de plásticos, en el corto, mediano o largo plazo; siendo además clave en viabilidad del proyecto. A este criterio, se le asignó un porcentaje de importancia del 10%.
- **Procura:** Este criterio comprende la facilidad de adquisición de los materiales en lo posible en Venezuela, no obstante, hay accesorios y equipos, incluidos en las tres alternativas, que serían adquiridos en el exterior. Todo ello es influyente para tener un estimado en tiempo y costo de los mismos, y poder contar con éstos oportunamente para la construcción e instalación del sistema

seleccionado. Este criterio cuenta con un 5% en la asignación de importancia para el proyecto.

- **Calidad de los materiales:** Es un criterio muy importante y que está relacionado con otros ya mencionados como la seguridad en la operatividad del equipo y en la viabilidad del diseño y proyecto; ya que las propiedades de los materiales utilizados, como su resistencia, dureza, tenacidad, elongación, entre otros, generan confianza en la durabilidad de los elementos o sistema, diseñados y luego construido e instalado, para garantizar su operatividad continua. A este criterio se le asignó un porcentaje del 15%.

- **Seguridad y ergonomía**

Representa la forma segura y preventiva en el entorno físico en el que se encuentra la persona trabajando, en este caso, el operador de la máquina trituradora. Su objetivo es tratar de disminuir o eliminar los factores de riesgo que puedan provocar o crear riesgos de accidentes en el lugar de trabajo. A este criterio se le asignó un porcentaje del 10%.

La tabla 4.8 muestra en resumen todos los aspectos anteriormente descritos, ponderados de acuerdo a los porcentajes establecidos; seleccionando finalmente la alternativa u opción con mayor puntaje que la sitúe como la más adecuada para su diseño.

Tabla 4.8. Matriz Pugh de decisiones. [Propia]

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	COSTOS	MANTENIMIENTO	EFICIENCIA DE CORTE	FABRICACIÓN	PROCURA	CALIDAD DE LOS MATERIALES	SEGURIDAD Y HERGONOMÍA	TOTALES
PONDERACIÓN (%)	20	15	25	10	5	15	10	
ALTERNATIVAS								
ALTERNATIVA # 1	2	2	2	1	2	2	2	13
MAQUINA TRITURADORA DE DOS EJES CON CUCHILLAS DISTRIBUIDAS	0,40	0,30	0,50	0,10	0,10	0,30	0,20	1,90
ALTERNATIVA # 2	1	3	1	1	2	2	2	12
MAQUINA TRITURADORA DE UN EJE CON CUCHILLAS DESFASADAS	0,20	0,45	0,25	0,10	0,10	0,30	0,20	1,60
ALTERNATIVA # 3	3	3	3	3	3	3	2	20
MAQUINA TRITURADORA DE UN EJE CON CUCHILLAS DOBLES, TIPO FLECHAS	0,60	0,45	0,75	0,30	0,15	0,45	0,20	2,90

Es así como la alternativa # 3 se presenta como la más adecuada para el diseño de la máquina trituradora de plástico, puesto que tiene mayor cantidad de puntos, 20 y mayor ponderación en términos de porcentaje; es decir, 2,90.

4.4. Establecimiento de los parámetros necesarios para la realización de los cálculos de diseño, correspondientes

Una vez seleccionada la alternativa adecuada para el diseño de la máquina trituradora de plásticos PET, se establecieron los parámetros requeridos para el diseño.

Entre los parámetros requeridos se cuenta la granulometría del plástico PET. En tal sentido, se requiere que el tamaño de grano sea 12,7mm de diámetro para que el flujo de alimentación en la máquina sea constante, además de que la botella debe estar totalmente libre de cualquier otro tipo de polímero e impurezas.

Respecto a la capacidad, estimada para la máquina, se tiene que, según la tabla 4.1, la cantidad mensual promedio de desechos plásticos PET, en el municipio Simón Bolívar, es igual a 4532 kg y considerando 20 días hábiles (laborables) al mes durante 8 horas diarias, se tiene que:

$$\dot{q} = \frac{4532 \frac{kg}{mes}}{20 \frac{dia}{mes} * 8 \frac{horas}{dias}} = 28,33 \frac{kg}{hr} \approx 28 \frac{kg}{hr}$$

Luego, a partir de esta capacidad establecida para la producción de la máquina trituradora de plástico PET, se realizó una distribución aproximada por envase y tamaños, para la estimación diaria en kilogramos de recipientes (sobre todo botellas PET) a ser triturados. En tal sentido, en la tabla 4.9, se agrupa dicha información.

Tabla 4.9. Recipientes de plástico PET, a ser triturados [Propia].

DESCRIPCIÓN	PESO (gr)	PESO TRITURADO DIARIAMENTE (kg/día)
Botella de refresco 2,5 lts	63	1,5
Botella de refresco 2 lts	62	3,0
Botella de refresco 1 lt	33	2,0
Botella de agua 1,5 lts	25	3,5
Botella de agua 360 ml	18	10,0
Botella de agua 250 ml	12	8,5
Botella de agua 5 lts	75	1,0
Envase PET para 500 gr	15	1,0
Envase PET para 360 gr	10	1,0
TOTAL		31,5

Para el material de la máquina se tiene que la cubierta y soporte de la misma, será de acero estructural ASTM A36; mientras que el subsistema de corte, eje y cuchillas será de acero inoxidable AISI 304 o de acero rápido HSS, de tal manera que no sean corrosivos ni que afecten la calidad del producto final.

El costo de la máquina es también un parámetro de importancia, puesto que en el mercado existe una variedad de máquinas de este tipo; razón por la cual, en este diseño se deben manejar elementos de excelente calidad y a bajo costo.

Respecto al consumo energético, se tiene que se diseñará la máquina de manera que tenga el menor consumo energético posible, a fin de no generar altos costos de funcionamiento.

Su mantenimiento debe estar basado en una inspección sencilla por parte del mismo operador y de fácil acceso a la cámara de corte para limpieza de la misma y cambio de cuchillas, cuando así se requiera.

Es importante señalar que, antes de introducir las botellas en la máquina trituradora, se deben retirar de éstas, las tapas y etiquetas de goma, además de todo resto de pegamento, y demás partículas, que puedan contaminar las escamas del plástico PET. Para los tamaños de las botellas que deben ser introducidas a la máquina por su tolva de carga, éstas irán desde 250 ml hasta 2 lts. Cuando se requiera triturar una botella de 5 lts, la misma será previamente cortada en dos pedazos, puesto ocurre con poca frecuencia.

En tal sentido, a continuación se muestra una foto de referencia de la botella de refresco que comúnmente se tritura en máquinas similares, figura 4.12.



Figura 4.12. Medidas de botella de refresco de 2 lts [Referencial].

4.5. Propuesta diseñada

Para la propuesta diseñada, se documentaron en este apartado, los cálculos, planimetría y cómputos métricos correspondientes.

4.5.1. Cálculos

Los cálculos están basados en el diseño del subsistema de corte, transmisión, extracción de material y suportaría estructural.

4.5.1.1. Cálculos del subsistema de corte

En el sistema de trituración se realizó el cálculo del eje el cual es de gran importancia debido a que este será quien soporte las cargas, así mismo se verá afectado por la fatiga y deflexión, para establecer las dimensiones del radio de giro de corte y la longitud del eje es necesario conocer las dimensiones de la botella de mayor capacidad que ingresará a la máquina.

En primer lugar se tomaron las características técnicas de la botella de refresco (plástico PET) con capacidad de 2 litros. En tal sentido, en la tabla 4.10 se muestran dichas características.

Tabla 4.10. Características técnicas de botella PET con capacidad de 2 lts [Propia].

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS		BOTELLA PET
Capacidad nominal (lts)	2	
Capacidad hasta la boca (lts)	2,028	
Tolerancia	+/- 10 mlts	
Material	PET	
Peso (gr)	62	
Tolerancia	+/- 2 gr	
Altura (mm)	320	
Tolerancia	+/- 1 mm	
Diámetro externo (mm)	86	
Diámetro interno (mm)	83,5	
Tolerancia	+/- 2 mm	
Espesor (mm)	1,8	

La longitud máxima, de botellas de plástico PET, recolectadas como residuos para el reciclaje, es igual a 320 mm, dimensión definida para un refresco de 2 litros de Coca-Cola, tal como se muestra en la tabla 4.10. En tal sentido, se propone para el diseño, un espacio disponible a la entrada de la máquina, igual a 350 mm, esto, para tener un cierto grado de tolerancia, y permitir así, en algún momento botellas ligeramente mayores, a la botella de coca cola, mostrada en la figura 4.12. Ahora bien, teniendo en cuenta el diámetro de la botella que es de 86 mm, se deberá garantizar que el radio del rotor (giro) permita tener un abrasamiento o agarre con la botella, es decir, que el valor este cercano a los 86 mm, razón por la cual en este diseño, se tomó un radio de rotor de 80 mm como se muestra en la siguiente figura, 4.13.

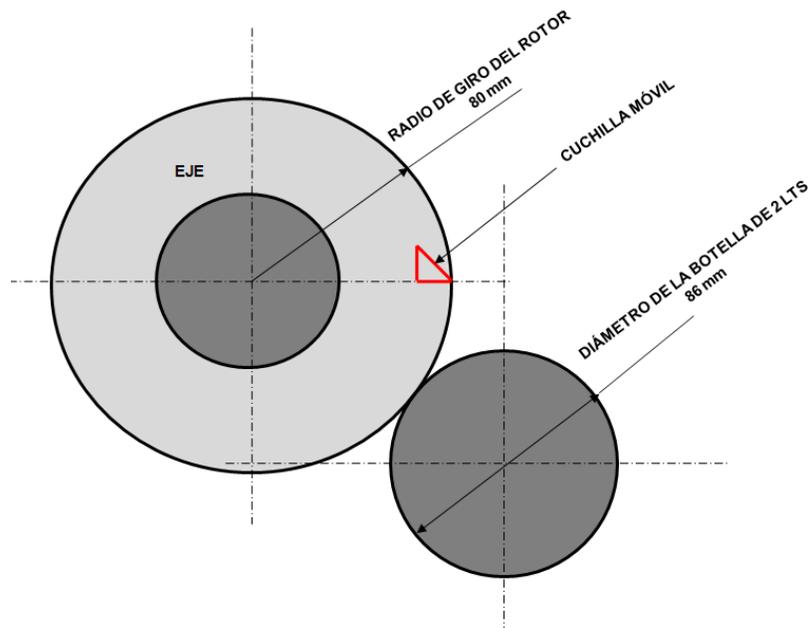


Figura 4.13. Diagrama funcional básico del subsistema de corte.

[Propia]

Se considera la fuerza de corte, aquella que es necesaria para romper o fracturar el PET, razón por la cual, las cuchillas deben estar dispuestas de manera que sus planos inclinados generen los filos de corte, teniendo en cuenta que el ángulo de corte β , debe oscilar entre: 70° a 80° y el ángulo de ataque α , entre: 4° a 6° ; además de que los dos filos cortantes generan un ángulo de apertura γ , el cual debe oscilar entre: 8° a 10° ; tal como se muestra en la figura 4.14.

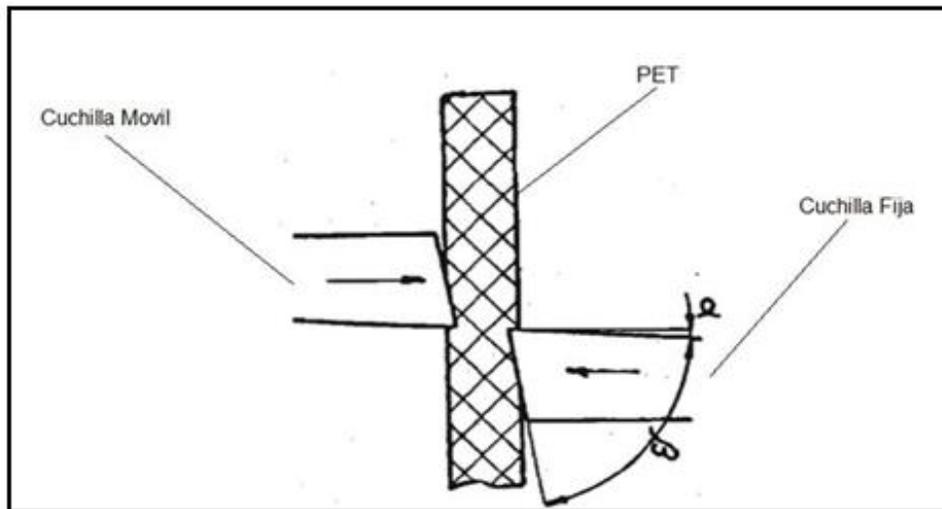


Figura 4.14. Detalle de las cuchillas en la posición inicial de corte.
[Propia]

La fuerza de corte se encuentra dada por el producto del área del triángulo del material solicitado, en este caso el PET, con el ángulo de apertura de los filos cortantes y para este caso se tomará 10° y la resistencia de ruptura del material como se muestra en la siguiente ilustración, figura 4.15.

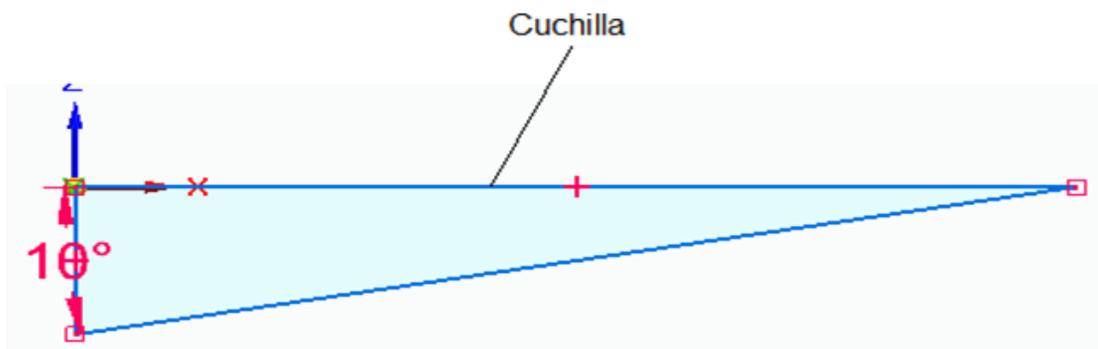


Figura 4.15. Triángulo de acción de la fuerza de corte [Propia].

Teniendo el ángulo de abertura entre los filos cortantes 10° , y conociendo, según documentación suministrada por la empresa Coca-Cola FEMSA Barcelona, el espesor de la rosca de la botella que es de 1,8 mm (puesto que esta es la parte de mayor grosor), el PET posee un esfuerzo a la ruptura de 900 kg/cm² (88,26 MPa), según la tabla 4.2.

El manual de máquinas herramientas, procesos y cálculos del autor Roldán, J. [11], en su capítulo 2, corte y cizallado, página 46, presenta el cálculo de las fuerzas de corte para cizallas de cuchillas paralelas y cuchillas inclinadas, ecuaciones y tablas que se muestran en la figura 4.16.

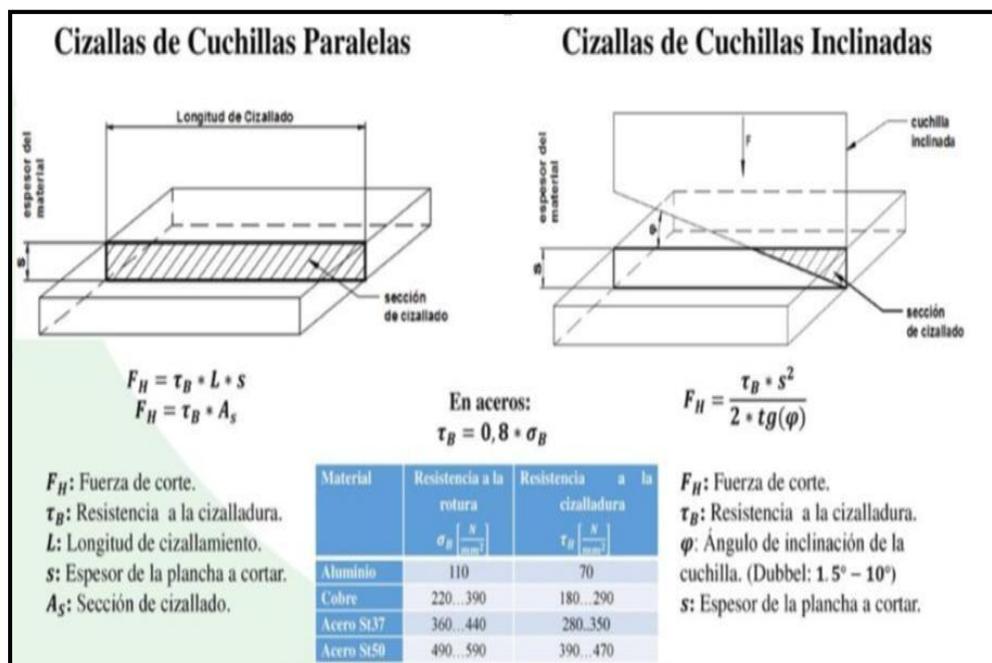


Figura 4.16. Método para el cálculo de fuerzas de corte en cizallas de cuchillas paralelas e inclinadas [11].

Luego, se determina la fuerza de corte para una única rosca se procede a utilizar la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{1}{2} \frac{(s^2)}{\tan \varphi} * \tau \quad (4.1)$$

Dónde:

F_c , es la fuerza de corte

S , es el espesor del material

τ , es la resistencia de cizalladura

θ , es el ángulo de corte o cizalladura

Luego:

$$F_c = \frac{1}{2} \frac{(0,0018 \text{ m})^2}{\tan(10^\circ)} * (88,25 \text{ MPa})$$

$$F_c = 0,50 * (1,84 * 10^{-5} \text{ m}^2) * \left(88250000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)$$

$$F_c = 812 \text{ N}$$

En tal sentido, la fuerza necesaria para la ruptura de un segmento de una botella de plástico PET, es de 812 N. No obstante, se debe considerar que la máquina puede estar cortando toda una línea entera de segmentos si está muy llena, por lo cual se debe tener una fuerza de corte equivalente al doble de la determinada anteriormente, puesto que las 2 cuchillas estarían cortando juntas dos fragmentos gruesos, lo cual implica que:

$$F_{\text{corte real}} = 2F_c \quad (4.2)$$

Y

$$F_{\text{corte real}} = 2 * (812 \text{ N}) = 1624 \text{ N} = 165,55 \text{ kg}$$

Con respecto a la geometría que deben tener las cuchillas, éstas estarán dispuestas de tal manera que produzcan el efecto de cizalla; es decir, que el punto de contacto entre la botella y las mismas, tal como se muestra en la figura 4.17; lo cual permite trasladar el material hacia el centro y por ende, evita el contacto de éste con las paredes; además del desgaste en los elementos estructurales del subsistema de corte. Así mismo, las cuchillas móviles presentan también una cierta inclinación (ángulo), de $1,5^\circ$ a 10° , según Dubbel, el Constructor de máquinas [16], con el propósito de realizar operaciones sucesivas de cizallamiento de longitud corta, en lugar de cortes completos de mayor longitud, que requieren la aplicación de fuerzas mayores que pueden causar mayor impacto e influir en la necesidad de un sobre diseño general de la máquina.

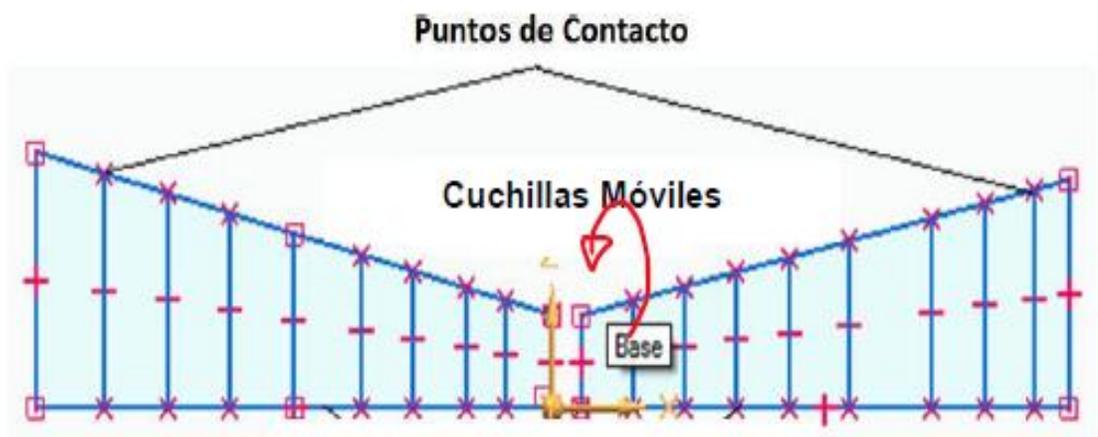


Figura 4.17. Geometría de corte de las cuchillas tipo flecha.

[Propia]

Para la selección del material de las cuchillas, hay que considerar que las mismas deben tener una alta: dureza, resistencia al desgaste y tenacidad; razón por la cual, requieren tener un alto contenido de carbono.

En tal sentido, se muestra la tabla 4.11, tomada del catálogo CGA de cuchillas [12].

Tabla 4.11. Aceros recomendados para corte de materiales [12].

ACEROS RECOMENDADOS PARA EL CORTE DE DIFERENTES MATERIALES			
TIPO DE CUCHILLA	ESPESOR DE MATERIAL A CORTAR	MARCA C.G.A.	DUREZA DE TRABAJO EN HRC
Cuchillas circulares y planas Para corte de lámina y chapa en frío	Hasta 2mm	1-2379	58-62
		FOR 821	60-64
		1-2436	58-62
	Hasta 4mm	1-3343/TSP-4	58-64
		1-2379	58-60
		FOR 821	58-64
		1-2510	56-60
	Hasta 10mm	1-2550	56-58
		1-2360	56-58
		Más de 10mm	1-2767
Cuchillas para papel	Todos los espesores	1-2363	56-60
		1-2379	58-62
		FOR 821	60-64
		1-2436	58-62
		BIMETALICO 2552	58-60
		BIMETALICO 18% Cr	60-64
Cuchillas para plástico	Todos los espesores	1-2363	58-60
		1-2379	58-62
		FOR 821	60-64
		1-3343/TSP-4	58-64
Cuchillas para corte en caliente	Todos los espesores	Marca CGA 1-2367	46-50

Luego, de la tabla 4.11, se seleccionaron cuchillas CGA 1-2379 con una alta resistencia al desgaste, una excelente templabilidad (penetración de la dureza) y una alta tenacidad; debido también a que el espesor de la botella a

cortar es de 1,8 mm (ver tabla 4.9). Estas cuchillas, móviles y fijas, deben poseer un espesor, el cual les permita soportar las cargas a las cuales están sometidas. Se elige la referencia de 3 agujeros con un largo de 150 mm y ángulo de corte de $13,5^\circ$. Este modelo fue seleccionado por el equipo de trabajo que se formó para la escogencia anterior de la alternativa del subsistema de corte a través de la matriz de decisiones. Además fue considerado en función de máquinas afines que existen en el mercado. En la figura 4.18, se muestra una foto referencial tomada del catálogo CGA de cuchillas [12].



Figura 4.18. Foto referencial de cuchilla CGA de tres agujeros y ángulo de $13,5^\circ$ [12].

Además, se realizó un modelado en SolidWorks para la geometría seleccionada en la cuchilla y se muestra en la figura 4.19.

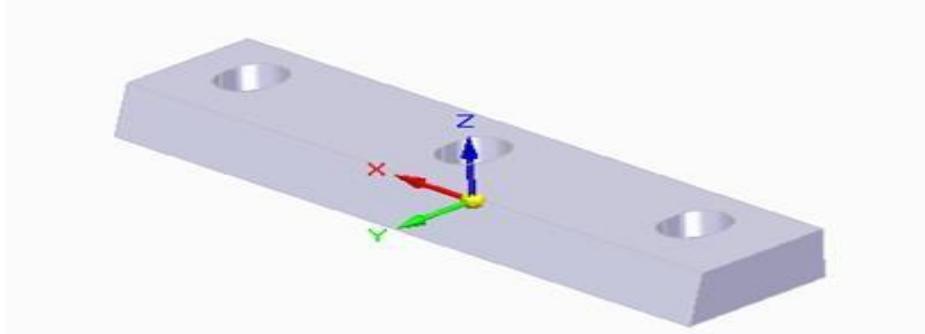


Figura 4.19. Modelado de la geometría para la cuchilla seleccionada [Propia].

Luego se diseñó el rodillo de corte, también utilizando el software Solid Works, planteando un modelo simplificado de tres discos soldados al eje principal y los soportes para 3 filas de cuchillas móviles, lo cual se representa como 3 filos de corte en el rodillo y 2 en los discos fijos, permitiendo que nunca trabajen más en un frente de corte al mismo tiempo, evitando así, picos de potencia y estancamientos. En la figura 4.20, se muestra un modelo del disco de soporte para las cuchillas y en la figura 4.21, se ilustra un modelo del soporte para las cuchillas inclinadas, ambas figuras generadas a partir del uso del software Solid Works.

Las placas de soporte de las cuchillas serán iguales e longitud y tamaño, con un espesor de 15 mm, además de presentar ranuras inclinadas con ángulos de 10° , logrando el diseño de cuchillas tipo flecha, tal como fue propuesto para la alternativa seleccionada del subsistema de corte en el apartado 4.3. Los agujeros de soporte para las cuchillas serán roscados para evitar que las tuercas puedan generar algún accidente y el material es de acero ASTM A36.

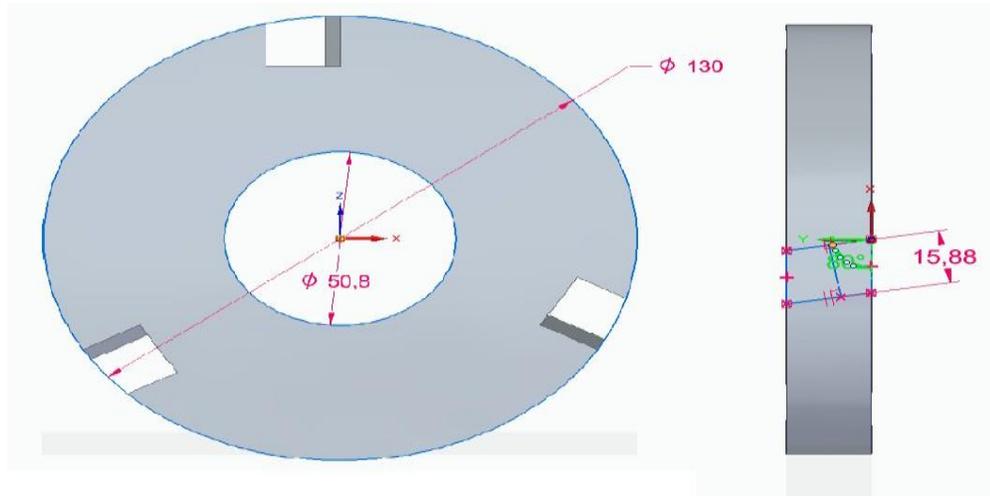


Figura 4.20. Modelado del disco de soporte para las cuchillas.
[SolidWorks]

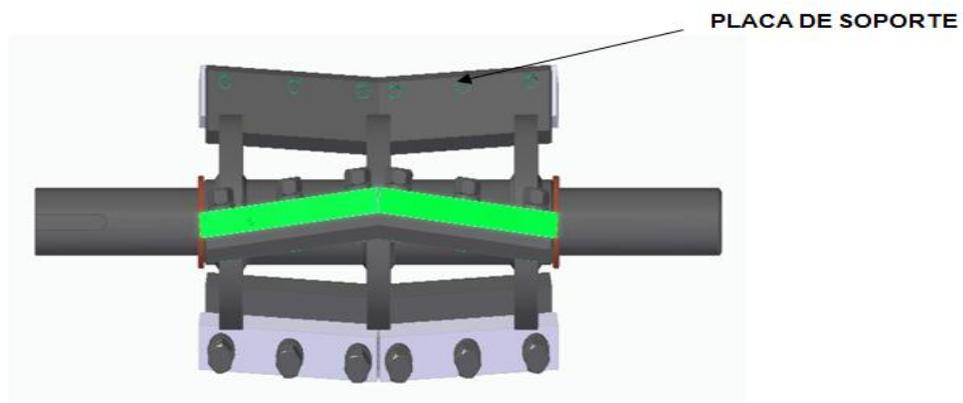


Figura 4.21. Modelado del soporte de las cuchillas inclinadas.
[SolidWorks]

Para los pernos de soporte, no se realizaron cálculos adicionales, solo se seleccionaron diámetros iguales al de los agujeros de las cuchillas recomendadas por el fabricante de las mismas.

En este caso, 12 mm, que corresponde a un tornillo M12 y grado 8 por

su alta resistencia, sin embargo se procura que la rosca sea de paso fino y el uso de arandelas de presión para evitar el aflojamiento de las cuchillas por las vibraciones que se presenten.

A fin de valorar la carga en el rodillo de soporte de las cuchillas, se realizó la simulación de esfuerzos de Von Mises, generados a partir de la aplicación de la fuerza real de corte, 1624 N en un par de cuchillas de la misma fila; ya que se requiere que los mismos en toda la estructura del rodillo, sean menores a la vida finita del material, en este caso, acero AISI 1045; es decir,

$$\sigma_{VM} \leq 0,5 * S_{y \text{ AISI } 1045}$$

Dónde:

$S_{y \text{ AISI } 1045}$ es igual a 379 MPa (3865 kg/cm²)

Y el esfuerzo admisible es:

$$S_{adm} = 0,5 * (379 \text{ MPa}) = 189,5 \text{ MPa} = 1932,36 \text{ kg/cm}^2$$

En tal sentido, en la figura 4.22, se representa la imagen del modelo creado para el eje, a partir del uso del software comercial Solid Works. Mientras que en la figura 4.23, se representan las tensiones de Von Mises, obtenidas como resultado de las simulaciones correspondientes.

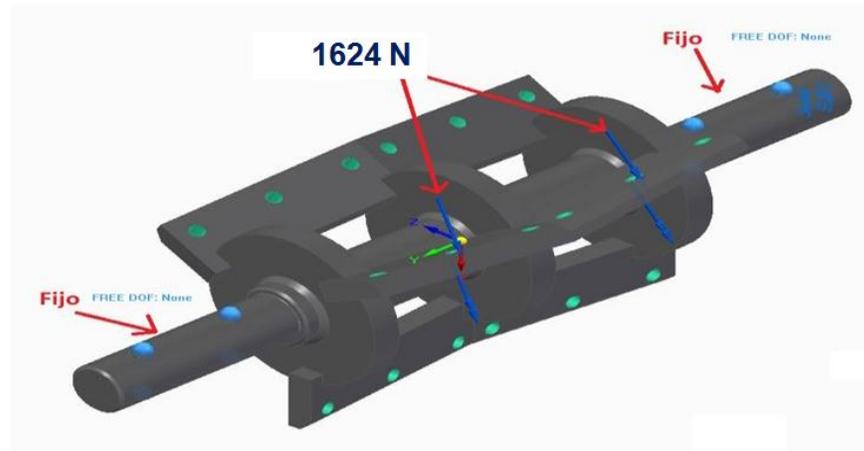


Figura 4.22. Modelo creado para el eje del rodillo soporte de las cuchillas. [SolidWorks]

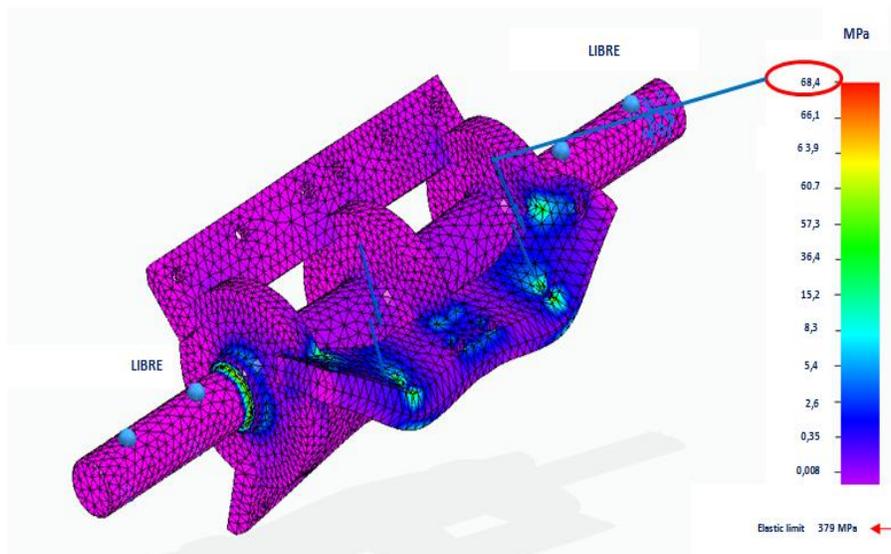


Figura 4.23. Simulación de las tensiones de Von Mises en el eje del rodillo soporte de las cuchillas. [SolidWorks]

Los esfuerzos generados, varían entre 0,008 MPa y 68,4 MPa, los cuales están por debajo del límite elástico del material (acero AISI 1045); es decir, 379 MPa. Además se cumple que:

$$68,4 \text{ MPa} < 189,5 \text{ MPa}$$

Lo cual indica, que el eje, bajo el modelo representado en la figura 4.23, resiste la aplicación, y por lo tanto el diseño es aceptable.

a) Velocidad de corte

Esta velocidad, corresponde a la rapidez con la cual el eje gira para realizar los cortes y el proceso de trituración de la botella de plástico PET.

En tal sentido, se tiene que para un rotor de 200mm, se recomienda una rotación de 250 rpm a 1100 rpm, en máquinas que tienen potencias entre 1,75 HP y hasta 5 HP. Por sugerencias del personal técnico de la empresa RECIBAR, C.A., se consideró de una velocidad promedio de 750 rpm, en virtud de que es una propuesta novedosa y distinta a los diseños de máquinas trituradoras de plásticos que ya existen en el mercado, teniendo en este caso, un diseño más conservador. Dichos datos se seleccionaron de la tabla 4.12, tomada del manual de máquinas trituradoras de plástico PET, de la industria mexicana FEMSA, facilitado por RECIBAR, C.A.

Tabla 4.12. Velocidades de giro en máquinas de corte. [13]

VELOCIDADES PARA ROTORES DE MÁQUINAS HERRAMIENTAS		
DIÁMETRO DE ROTOR (mm)	VELOCIDAD DE GIRO RECOMENDADA (rpm)	POTENCIA (HP)
50	98 a 155	0,50 a 0,75
100	150 a 750	0,75 a 1,75
200	250 a 1100	1,75 a 5
300	500 a 1350	5 a 7
350	775 a 1750	7 a 12

b) Potencia requerida

Es la potencia que requiere el sistema para llevar a cabo la trituración del material. Para determinar la potencia, se debe calcular el torque y velocidad angular promedio esperada, teniendo en cuenta además, el colocar un volante de inercia, ya que el torque es discontinuo, y las cuchillas trituradoras cortan de manera intermitente.

De acuerdo a documentación sobre máquinas similares, se conoció que cada cuchilla corta 2 veces por cada vuelta, lo cual indica que realizará un total de 6 cortes por revolución.

Luego, tomando la velocidad promedio de 750 rpm, se tiene que:

$$V_{giro} = 750 \text{ rpm} = 12,5 \text{ rps}$$

Y

$$N^{\circ}_{cortes} = 12,5 \text{ rps} * \left(6 \frac{\text{cortes}}{\text{rps}}\right) = 75 \text{ cortes}$$

Al tener un segmento de 12,5 mm y unan botella de 320 mm de altura por 86 mm de diámetro, y suponiendo que para realizar un corte a lo largo del diámetro de la botella, se requiere una potencia igual a la que se necesita para cortar la rosca, el número de cortes real, es igual a:

$$N^{\circ}_{cortes \text{ real}} = \frac{\text{Altura de la botella}}{\text{Ancho de corte deseado}} = \frac{320 \text{ mm}}{12,5 \text{ mm}} = 25,6 \text{ cortes}$$

Considerando, que la máquina, puede realizar otro ciclo completo en convertir tiras en segmentos pequeños, eso indica que, la máquina utilizará alrededor de 1 segundo en promedio procesando cada botella de 2 litros.

c) Torque de corte

Es el torque que ejerce la máquina y se intermite, tal como se mencionó previamente. Para calcularlo se estima el peor caso de corte, en el cual la cuchilla oblicua corta en toda la longitud, ello implica que la misma realiza un recorrido de corte en su longitud completa de 15 cm y con un ángulo de 10°.

Luego,

$$Long_{corte\ vertical} = 15\ cm * \sin(10^\circ) = 2,60\ cm$$

Entonces, si el corte completa se realiza, 6 veces, durante una sola vuelta, se puede determinar el segmento de vuelta (radianes de corte) y el torque, ejercidos por la cuchilla como:

$$Radianes_{corte} = \frac{6 * Long_{corte\ vertical}}{Radio_{rodillo}} = \frac{6 * 2,60\ cm}{\frac{200\ mm}{2}} = \frac{6 * 0,026\ m}{\frac{0,20\ m}{2}} = 1,56\ radianes = 89,3^\circ$$

Y

$$Torque = F_{real} * r = 1624\ N * (0,10\ m) = 162,4\ N.m = 165,55\ kg.m$$

4.5.1.2. Cálculos del volante de inercia

En primer lugar, debe determinarse el torque promedio del volante y la velocidad promedio, de dicho elemento.

Es decir,

$$T_m = \frac{Torque_{corte} * Radianes_{corte}}{2\pi\ rad} \quad (4.3)$$

Donde:

T_m , es el torque promedio del volante de inercia

$\text{Radianes}_{\text{corte}}$, corresponde al segmento de vuelta de la cuchilla, igual a 1,56 rad (89,3°), calculado anteriormente

Luego, al sustituir, se tiene que:

$$T_m = \frac{(162,4 \text{ N.m}) * 1,56 \text{ rad}}{2\pi \text{ rad}} = 40,34 \text{ N.m}$$

Ahora para determinar la velocidad promedio de operación en el volante de inercia, se tienen las dos ecuaciones siguientes:

$$C_f = \frac{(\omega_{\text{máx}} - \omega_{\text{mín}})}{\omega_m} \quad (4.4)$$

y

$$\omega_m = \frac{\omega_{\text{mín}} + \omega_{\text{máx}}}{2} \quad (4.5)$$

Dónde:

C_f , es el coeficiente de fluctuación (tabla 4.13)

$\omega_{\text{mín}}$, es la velocidad de giro mínima

$\omega_{\text{máx}}$, es la velocidad de giro máxima

ω_m , es la velocidad de giro promedio

Utilizando la tabla 4.13, tomada del texto guía: Diseño y cálculos de volantes, de la Universidad pedagógica y Tecnológica de Colombia [14], se selecciona un coeficiente de fluctuación igual a 0,2; el cual es el valor máximo que se recomienda para máquinas trituradoras.

Sabiendo que la velocidad máxima de giro, $\omega_{\text{máx}}$, es igual a 750 rpm, se obtiene, al sustituir en las ecuaciones (4.4) y (4.5), lo siguiente:

Tabla 4.13. Coeficientes de fluctuaciones para diferentes aplicaciones[14].

Tipo de Aplicación	Coefficiente de fluctuación
Máquinas eléctricas	0.003
Motores con transmisión por correas	0.03
Máquinas de molienda de granos	0.02
Transmisiones por engranajes	0.02
Máquinas por estampado o martillado	0.2
Máquinas de herramientas	0.03
Máquinas para fabricación de papel	0.025
Máquinas para bombeo	0.03 a 0.05
Máquinas para cortar	0.03 a 0.05
Máquinas giratorias	0.01 a 0.02
Máquinas para industria textil	0.025
Trituradora	0.1 a 0.2
Troqueladora	0.05 a 0.1

y

$$\omega_m = \frac{\omega_{min} + 750}{2}$$

Luego, se obtienen dos ecuaciones con dos incógnitas como sigue:

$$0,2\omega_m = 750 - \omega_{min} \quad (4.6)$$

$$2\omega_m = \omega_{min} + 750 \quad (4.7)$$

Al igualar ambas ecuaciones a 0 resulta el sistema:

$$\begin{array}{r}
 \omega_{min} + 0,2\omega_m - 750 = 0 \\
 -\omega_{min} + 2\omega_m - 750 = 0 \\
 \hline
 2,2 \omega_m - 1500 = 0 \rightarrow \omega_m = \frac{1500}{2,2} = 681,82 \text{ rpm}
 \end{array}$$

Luego, al sustituir ω_m en la ecuación (4.7), se obtiene que ω_{min} , es igual a:

$$2 * (681,82 \text{ rpm}) = \omega_{min} + 750$$

$$\omega_{min} = 613,64 \text{ rpm}$$

Ahora para dimensionar el volante de inercia, es necesario determinar la inercia del mismo, a partir de:

$$I_v = \frac{E_{m\acute{a}x}}{C_f * \omega_m^2} \quad (4.8)$$

Dónde:

I_v , es la inercia del volante a dimensionar

$E_{m\acute{a}x}$, es la máxima variación de energía

Mientras que la máxima variación de energía, se puede determinar, en función del torque promedio y los radianes de corte, a partir de la ecuación:

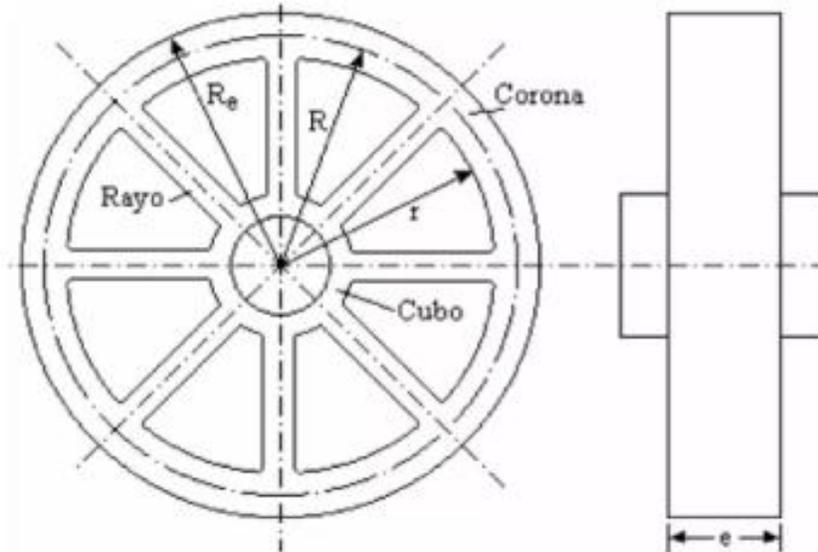
$$E_{m\acute{a}x} = (\text{Torque} - T_m) * \text{Radianes}_{corte} = (162,4 \text{ N.m} - 40,34 \text{ N.m}) * 1,56 \text{ rad} = 190,41 \text{ Joul}$$

Luego, la inercia del volante es igual a:

$$I_v = \frac{190,41 \text{ Joul}}{(0,2) * (681,82 \text{ rpm})^2} = \frac{190,41 \text{ Joul}}{(0,2) * \left(71,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2} = 0,186 \frac{\text{Joul}}{\frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2}} = 0,19 \frac{\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m}}{\frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2}}$$

$$I_v = 0,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

El volante a diseñar es de forma estándar; es decir, un cilindro de pared gruesa o anillo, cuya masa se concentra en la llanta o rayos propiamente dichos; es decir, los brazos que unen la parte externa con la manzana o cubo central. En la figura 4.24, se muestra una imagen estándar de un volante de inercia, tomado del texto “El constructor de máquinas”, de DUBBEL [15].



Re, radio externo r, radio interno R, radio medio e, espesor

Figura 4.24. Imagen de referencia de un volante de inercia estándar [15].

Según recomendaciones del grupo de trabajo conformado para la realización de este proyecto en la empresa RECIBAR, C.A., ver tabla 4.7, se seleccionó un diámetro externo de 360 mm (14,17") y un espesor de 40 mm (1,57"), ello, tomando como premisa, máquinas similares observadas en algunas empresas de reciclaje, ubicadas en otras zonas del país.

Luego, para determinar la dimensión complementaria de radio interno y medio, respectivamente, se aplica la ecuación:

$$D_{int} + 2t = D_o \quad (4.9)$$

Dónde:

D_{int} , es el diámetro interno

t , corresponde al espesor, establecido de 40 mm (1,57 ")

D_o , es el diámetro externo, establecido de 360 mm (14,17")

Luego, al despejar el diámetro interno, se tiene que:

$$D_{int} = D_o - 2t = 360 \text{ mm} - 2 * (40\text{mm}) = 280 \text{ mm} = 28 \text{ cm}$$

Por lo tanto, los radios correspondientes son:

$$R_o = \frac{D_o}{2} = \frac{36 \text{ cm}}{2} = 18 \text{ cm}$$

y

$$R_{int} = \frac{D_{int}}{2} = \frac{28 \text{ cm}}{2} = 14 \text{ cm}$$

Para el radio medio, se tiene que:

$$R_m = \frac{R_o + R_{int}}{2} = \frac{18 \text{ cm} + 14 \text{ cm}}{2} = 16 \text{ cm}$$

Con respecto a la profundidad o altura del anillo, esta dimensión se asumió como 50 mm, aproximadamente igual a 2 pulgadas.

4.5.1.3. Selección del motor

Para la selección del motor, es necesario determinar la potencia requerida para la impulsión de la máquina. En tal sentido, se tiene la siguiente ecuación:

$$Pot_{req} = \omega * T_m \quad (4.10)$$

Dónde:

W, es la velocidad máxima de giro, igual a 750 rpm, definida anteriormente

T_m, es el torque promedio, calculado e igual a 40,34 N.m

Sustituyendo en la ecuación (4.10) y reduciendo las rpm a rad/s, se tiene que la potencia requerida es igual a:

$$Pot_{req} = \frac{(750 \text{ rpm}) * 2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} * (40,34 \text{ N.m}) = 3168,29 \text{ watts}$$

No obstante, la norma NEMA MG-1 de motores eléctricos, establece rangos de factores de servicio para estos elementos, dependiendo de la rotación que presenten. En tal sentido, en la tabla 4.14, se muestran los factores de servicio, recomendados por dicha norma para los motores eléctricos. De la tabla antes mencionada, 4.14, se selecciona un factor de servicio igual a 1,15; el cual corresponde a una velocidad de rotación de 900

rpm, mayor a la velocidad máxima de giro, definida de 750 rpm, la cual no aparece en dicha tabla, y para potencias entre 1,5 HP y 125 HP.

Tabla 4.14. Factores de servicio para motores recomendados por norma NEMA MG-1 [16].

Hp	Service Factor					
	Synchronous Speed, Rpm					
	3600	1800	1200	900	720	600
1/20	1.4	1.4	1.4	1.4
1/12	1.4	1.4	1.4	1.4
1/8	1.4	1.4	1.4	1.4
1/6	1.35	1.35	1.35	1.35
1/4	1.35	1.35	1.35	1.35
1/3	1.35	1.35	1.35	1.35
1/2	1.25	1.25	1.25	1.15*
3/4	1.25	1.25	1.15*	1.15*
1	1.25	1.15*	1.15*	1.15*
1-1/2-125	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
150	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
200	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	...
250	1.0	1.15*	1.15*	1.15*

En tal sentido, la potencia del motor es:

$$P_{motor} = 1,15 * (3168,29 \text{ watts}) = 3643,53 \text{ watts} = 4,25 \text{ HP}$$

Luego, utilizando el catálogo comercial de motores WEG [17], se seleccionó un motor trifásico WEG W22 de la tabla 4.15. El motor seleccionado tiene una potencia de 5 HP, mayor a la calculada de 4,25 HP. Su velocidad máxima de giro es de 1800 rpm

Tabla 4.15. Motores eléctricos modelo W22. [17]



CERRADOS
MONOFÁSICOS
TRIFÁSICOS

MOTOR TRIFÁSICO CERRADO W22 IE2 IP55 1800RPM - 4 POLOS

Código	Potencia	Carcasa	Voltaje VAC	
14690438	0.25HP (0.18kW)	63	220 - 380 - 440	B3L
14159736	0.5HP (0.37kW)	71	220 - 380 - 440	B3L
14159778	0.75HP (0.55kW)	71	220 - 380 - 440	B3L
11962873	1HP (0.75kW)	80	220 - 380 - 440	B3L
14689690	1.5HP (1.1kW)	L80	220 - 380 - 440	B3L
12231078	2HP (1.5kW)	90S	220 - 380 - 440	B3L
12020979	3HP (2.2kW)	L90	220 - 380 - 440	B3L
13589584	4HP (3kW)	100L	220 - 380 - 440	B3L
12020980	5HP (3.7kW)	100L	220 - 380 - 440	B3L
11706492	7.5HP (5.5kW)	112M	220 - 380 - 440	B3L
12585457	10HP (7.5kW)	132S	220 - 380 - 440	B3L
14682505	15HP (11kW)	132M	220 - 380 - 440	B3L
11611780	20HP (15kW)	160M	220 - 380 - 440	B3L
11779127	25HP (18.5kW)	160L	220 - 380 - 440	B3L
12226836	30HP (22kW)	180M	220 - 380 - 440	B3L
11666114	40HP (30kW)	200M	220 - 380 - 440	B3L
11815853	50HP (37kW)	200L	220 - 380 - 440	B3L
11707294	60HP (45kW)	225SM	220 - 380 - 440	B3L
11862605	75HP (55kW)	225SM	220 - 380 - 440	B3L

4.5.1.4. Diseño del eje

Para el eje se tomó una barra escalonado de acero AISI 1045 laminado simple. Las dimensiones establecidas se muestran en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.28. Las fuerzas que actúan sobre el eje son la fuerza total de corte de las cuchillas, distribuida sobre los soportes que se encuentran sobre el tramo de diámetro mayor del eje; y la fuerza de la polea que transmite las tensiones en el sistema de correas trapezoidales que debe tener la transmisión para mover la máquina trituradora.

Previamente se debe diseñar el sistema de correas trapezoidales para mover el eje de la máquina trituradora. En tal sentido, se definieron los siguientes datos, necesarios para el cálculo correspondiente:

- Potencia transmitida: 5 HP (motor seleccionado, ver tabla 4.15)
- Diámetro de polea mayor: 360 mm (diámetro establecido para el volante de inercia)
- Velocidad de giro de polea conductora: 1800 rpm (velocidad del motor seleccionado, ver tabla 4.15)
- Velocidad de giro de polea conducida: 750 rpm (velocidad seleccionada como rotación máxima para eje de cuchillas)

En la figura 4.25, se muestra el esquema representativo de la transmisión.

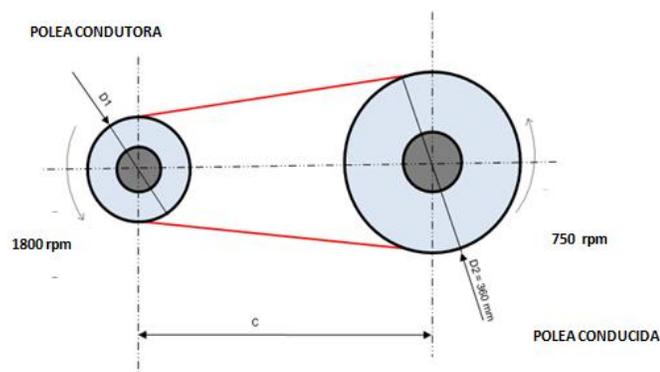


Figura 4.25, Esquema representativo de la transmisión de correas para mover la máquina trituradora. [Propia]

El diseño de la transmisión de correas trapezoidales se basa en el cálculo del número de correas, el cual se determina a partir de la ecuación:

$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{P_{\text{proyecto}}}{P_{\text{nom ajustada}}} \quad (4.11)$$

Dónde:

P_{proyecto} , es la potencia de proyecto

$P_{\text{nom ajustada}}$, es la potencia nominal ajustada

Además, la potencia de proyecto es igual a:

$$P_{\text{proyecto}} = N_{sf} * P_{\text{transmitida}} \quad (4.12)$$

Dónde:

N_{sf} , es el factor de servicio de la transmisión, el cual se toma de la tabla 4.16 (tabla 17.7, capítulo 17 del texto: Diseño de Elementos de Máquinas, de Faires [18]), para máquinas trituradoras y un motor eléctrico, cerrado, de jaula de ardilla, sincrónico, igual a 1,4

$P_{\text{transmitida}}$, es la potencia que transmite el motor seleccionado; es decir, 5 HP

Luego,

$$P_{\text{proyecto}} = 1,4 * (5 \text{ HP}) = 7 \text{ HP}$$

Con respecto a la potencia nominal ajustada, ésta se calcula a partir de la ecuación:

$$P_{nom\ ajustada} = P_{nominal} * K_{\theta} * K_L \quad (4.13)$$

Dónde:

$P_{nominal}$, es la potencia nominal, calculada a partir de la ecuación (4.15)

K_{θ} , es el factor de corrección del ángulo de contacto

K_L , es el factor de corrección de longitud de la correa

El factor de corrección de ángulo de contacto, se obtiene de la tabla 4.17 (tabla 17.5, capítulo 17 del texto: Diseño de Elementos de Máquinas, de Faired [18]); para lo cual se deben conocer, el diámetro de la polea menor de la transmisión, ver figura 4.25, y la distancia entre centros.

En tal sentido, de acuerdo a la relación de transmisión, se tiene que:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \rightarrow D_1 = D_2 * \frac{n_2}{n_1} = 360 \text{ mm} * \left(\frac{750 \text{ rpm}}{1800 \text{ rpm}} \right) = 151,2 \text{ mm}$$

$$D_1 = 151,2 \text{ mm} = 15,12 \text{ cm}$$

En este caso, se tomó como:

D_1 , diámetro de polea menor (conductora)

D_2 , diámetro de la polea conducida (volante de inercia)

n_1 , rotación de polea menor (conductora)

n_2 , rotación de polea mayor (conducida)

Luego la distancia entre centros, C , es igual a:

$$C = \frac{D_1 + D_2}{2} + D_1 = \frac{15,12 \text{ cm} + 36 \text{ cm}}{2} + 15,12 \text{ cm} = 40,68 \text{ cm} \approx 41 \text{ cm}$$

Y para el factor K_θ , es necesario calcular la relación:

$$\frac{D_2 - D_1}{C} = \frac{36 \text{ cm} - 15,12 \text{ cm}}{41 \text{ cm}} = 0,51$$

Tabla 4.16. Factor de servicio. [18]

Sumar 0,2 a los valores dados para cada una de las siguientes condiciones: servicio continuo (más de 16 horas por día); ambiente húmedo; transmisiones con polea loca; transmisiones aceleradas. Restar 0,2 si el funcionamiento es completamente intermitente o de temporada. Estos coeficientes representan términos medios de los valores que se encuentran en la literatura técnica, atendiendo principalmente a las referencias (17.1, 17.11) y en particular para correas trapezoidales; sin embargo, pueden servir de guía para otros elementos de transmisión.

MÁQUINAS CONDUCIDAS	MÁQUINAS CONDUCTORAS	
	Motores eléctricos C.A. juse pariva C.A. de jaula ardilla par normal, y sincrónicos C.C. devanado en derivación Ruedas hidráulicas Turbinas hidráulicas y de vapor Motores de combustión interna (transmisión hidráulica)	Motores eléctricos C.A. monofásicos devanado serie C.A. alto par o alto deslizamiento C.A. anillos rozantes C.A. inducción de repulsión C.A. con condensador C.C. devanado compuesto Máquinas de vapor y ejes de transmisión Embrague sobre eje conductor o conducido
Agitadores, líquido	1,1	1,2
Fresadoras para levas		
Transportadores, empaquetadoras		
Taladradoras, tornos,		
Tornos o máquinas de roscar,		
Pequeños ventiladores hasta 10 CV.		
Compresores y sopladores (giratorios). Transportadores de mineral, arena.	1,2	1,4
Dinamos y alternadores.		
Ejes de transmisión o de línea		
Máquinas-herramientas (otras)		
Máquinas de imprimir		
Bombas (giratorias)		
Cizalladoras.		
Molinos de bolas	1,4	1,6
Mezcladoras (papel)		
Sierras circulares		
Compresores (alternativos).		
Transportadores, de cangilones, de banda articulada, de tornillo sinfín, de cadena sinfín con arrastre		
Trituradoras, machacadoras, etc.		
Molinos de martillos		
Pulverizadoras		
Bombas (alternativas)		
Punzonadoras, prensas		
Hélices		
Tambores clasificadores, cribadoras.		
Molinos tubulares.		
Cabrestantes o tornos izadores	1,6	1,8
Ventiladores de minas		
Ventiladores de acción directa		
Continuas de hilar		
Tambores o barriles de frotación		
Retorcedoras (textiles)		

Luego, de tabla 4.17, se tiene que K_0 , interpolando, es aproximadamente igual a:

$$K_{\theta} = 0,928$$

Y considerando VV; es decir, correas trapezoidales

Tabla 4.17. Factor de corrección para ángulo de contacto. [18]

$\frac{D_2 - D_1}{C}$	K_{θ}	
	VV	V-plana
0,00	1,00	0,75
0,10	0,99	0,76
0,20	0,97	0,78
0,30	0,96	0,79
0,40	0,94	0,80
0,50	0,93	0,81
0,60	0,91	0,83
0,70	0,89	0,84
0,80	0,87	0,85
0,90	0,85	0,85
1,00	0,82	0,82
1,10	0,80	0,80
1,20	0,77	0,77
1,30	0,73	0,73
1,40	0,70	0,70
1,50	0,65	0,65

Ahora para el factor K_L , de corrección de longitud, es necesario determinar la longitud de la transmisión. En este caso se considera un sistema abierto, ver figura 4.25, y se calcula la longitud, a partir de la ecuación:

$$L = 2C + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (4.14)$$

Sustituyendo las variables correspondientes de diámetros, menor y mayor, además de la longitud entre centros, se obtiene que:

$$L = 2 * (41 \text{ cm}) + 1,57(15,12 \text{ cm} + 36 \text{ cm}) + \frac{(36 \text{ cm} - 15,12 \text{ cm})^2}{4 * (41 \text{ cm})}$$

$$= 164,92 \text{ cm} \approx 165 \text{ cm}$$

Luego el factor de corrección, K_L , se utiliza la tabla 4.18, previa selección del tipo de correa, a partir de la figura 4.26 (figura 17.14, del texto Diseño de Elemento de Máquinas de Faires [18]). La potencia proyecto, de 7 HP, es equivalente a 6,90 CV. Además, la longitud calculada de 165 cm (64,96 pulg \approx 65 pulg), no se encuentra entre los valores estandarizados de la tabla 4.18; razón por la cual se selecciona una longitud estándar, inmediata superior. En tal sentido, se toma el valor de L igual a 172,7 cm (68 pulg) y un tipo de correa A, obteniendo un K_L igual a 1.

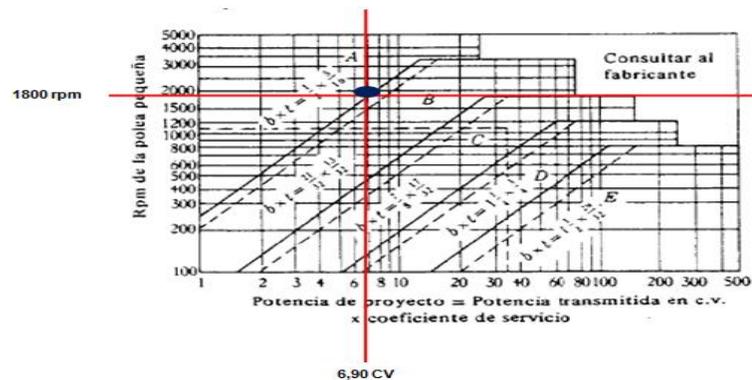


Figura 4.26. Secciones de correas [18].

Tabla 4.18. Factor de corrección de longitud [18].

DESIGNACIÓN DE LA LONGITUD NORMALIZADA		SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA CORREA				
cm	pulg	A	B	C	D	E
66,0	26	0,81
78,7	31	0,84
88,9	35	0,87	0,81
96,5	38	0,88	0,83
106,6	42	0,90	0,85
116,8	46	0,92	0,87
129,5	51	0,94	0,89	0,80
139,7	55	0,96	0,90
152,4	60	0,98	0,92	0,82
172,7	68	1,00	0,95	0,85
190,5	75	1,02	0,97	0,87
203,2	80	1,04
205,7	81	..	0,98	0,89
215,9	85	1,05	0,99	0,90
228,6	90	1,06	1,00	0,91
243,8	96	1,08	..	0,92
246,3	97	..	1,02
266,7	105	1,10	1,04	0,94
284,5	112	1,11	1,05	0,95
304,8	120	1,13	1,07	0,97	0,86	..
325,1	128	1,14	1,08	0,98	0,87	..
365,8	144	..	1,11	1,00	0,90	..
401,3	158	..	1,13	1,02	0,92	..
439,4	173	..	1,15	1,04
457,2	180	..	1,16	1,05	0,94	0,91
495,3	195	..	1,18	1,07	0,96	0,92
533,4	210	..	1,19	1,08	0,96	0,94
609,6	240	..	1,22	1,11	1,00	0,96
685,8	270	..	1,25	1,14	1,03	0,99
762,0	300	..	1,27	1,16	1,05	1,01
838,2	330	1,19	1,07	1,03
914,4	360	1,21	1,09	1,05
990,6	390	1,23	1,11	1,07
1066,8	420	1,24	1,12	1,09
1219,2	480	1,16	1,12
1371,6	540	1,18	1,14
1524,0	600	1,20	1,17
1676,4	660	1,23	1,19

Luego, la nueva longitud estandarizada es de 171,7 cm (68 pulg).

Para la potencia nominal se utiliza la ecuación:

$$P_{nom} = \left[2,98a \left(\frac{1000}{V_m} \right)^{0,09} - \frac{8,73c}{K_d D_1} - 35,72e \frac{V_m^2}{1000000} \right] * \frac{V_m}{1000} \quad (4.15)$$

Dónde:

V_m , es la velocidad media de la correa en m/min

K_d , es el factor de corrección d diámetro pequeño, seleccionado de tabla 4.20

D_1 , es el diámetro de la polea conductora (15,12 cm)

a, c y e, son constantes de potencia nominal en correas, dependiendo de su sección o tipo (tabla 4.19)

La velocidad media de la transmisión se determina a partir de la ecuación:

$$V_m = \pi D n \quad (4.16)$$

Dónde:

D , es el diámetro de la polea conductora, D_1 , igual a 15,12 cm

N , corresponde a la velocidad de giro de la polea conductora o del motor, 1800 rpm (ver tabla 4.15)

Luego,

$$V_m = \pi * \left(\frac{15,12 \text{ cm}}{100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}} \right) * (1800 \text{ rpm}) = 855,02 \text{ mpm}$$

Sabiendo que la correa es del tipo A (ver figura 4.26), de la tabla 4.19, se toman los valores de las constantes de potencia nominal como:

a: 2,684

c: 5,326

e: 0,0136

La tabla 4.19, corresponde a la tabla 17.3, del capítulo 17, del texto: Diseño de Elementos, de Faïres [18].

Tabla 4.19. Longitudes normalizadas de correas trapezoidales. [18]

SECCIÓN A			SECCIÓN B			SECCIÓN C			SECCIÓN D		
D_s min = 3 pulg (7,62 cm)			D_s min = 5,4 pulg (13,71 cm)			D_s min = 9 pulg (22,86 cm)			D_s min = 13 pulg (33 cm)		
Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg	(cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg	(cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg	(cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg	(cm)
A26	27,3	(69,3)	B35	36,8	(93,4)	C51	53,9	(136,9)	D120	123,3	(313,1)
A31	32,3	(82,0)	B38	39,8	(101,1)	C60	62,9	(159,7)	D128	131,3	(333,5)
A35	36,3	(92,2)	B42	43,8	(111,2)	C68	70,9	(180,0)	D144	147,3	(374,1)
A38	39,3	(99,8)	B46	47,8	(121,4)	C75	77,9	(197,8)	D158	161,3	(409,7)
A42	43,3	(109,9)	B51	52,8	(134,1)	C81	83,9	(213,1)	D173	176,3	(447,8)
A46	47,3	(120,1)	B55	56,8	(144,2)	C85	87,9	(223,2)	D180	183,3	(465,5)
A51	52,3	(132,8)	B60	61,8	(156,9)	C90	92,9	(235,9)	D195	198,3	(503,6)
A55	56,3	(143,0)	B68	69,8	(177,2)	C96	98,9	(251,2)	D210	213,3	(541,7)
A60	61,3	(155,7)	B75	76,8	(195,0)	C105	107,9	(274,0)	D240	240,8	(611,6)
A68	69,3	(176,0)	B81	82,8	(210,3)	C112	114,9	(291,8)	D270	270,8	(687,8)
A75	76,3	(193,0)	B85	86,8	(220,4)	C120	122,9	(312,1)	D300	300,8	(764,0)
A80	81,3	(206,5)	B90	91,8	(233,1)	C128	130,9	(332,4)	D330	330,8	(840,2)
A85	86,3	(219,2)	B97	98,8	(250,9)	C144	146,9	(373,1)	D360	360,8	(916,4)
A90	91,3	(231,9)	B105	106,8	(271,2)	C158	160,9	(408,6)	D390	390,8	(992,6)
A96	97,3	(247,1)	B112	113,8	(289,0)	C173	175,9	(446,7)	D420	420,8	(1068,8)
A105	106,3	(270,0)	B120	121,8	(308,3)	C180	182,9	(464,5)	D480	480,8	(1221,2)
A112	113,3	(287,7)	B128	129,8	(329,6)	C195	197,9	(502,6)	D540	540,8	(1373,6)
A120	121,3	(308,1)	B144	145,8	(370,3)	C210	212,9	(540,7)	D600	600,8	(1526,0)
A128	129,3	(328,4)	B158	159,8	(405,8)	C240	240,9	(611,8)	D660	660,8	(1672,4)
			B173	174,8	(444,0)	C270	270,9	(688,0)			
			B180	181,8	(461,7)	C300	300,9	(764,2)			
			B195	196,8	(499,8)	C330	330,9	(840,4)			
			B210	211,8	(537,9)	C360	360,9	(916,6)			
			B240	240,3	(610,3)	C390	390,9	(992,8)			
			B270	270,3	(688,0)	C420	420,9	(1069,0)			
			B300	300,3	(762,7)						
Constantes para potencia nominal: $a = 2,684$ $c = 5,326$ $e = 0,0136$			Constantes para potencia nominal: $a = 4,737$ $c = 13,962$ $e = 0,0234$			Constantes para potencia nominal: $a = 8,792$ $c = 38,819$ $e = 0,0416$			Constantes para potencia nominal: $a = 18,788$ $c = 137,7$ $e = 0,0848$		
ALGUNOS DIÁMETROS DE POLEA NORMALIZADOS											
Varía en aumentos de 0,2 pulg (0,50 cm) desde 2,6 pulg (6,6 cm) hasta 5,2 pulg (13,20 cm); luego en aumentos de 0,4 pulg (1,01 cm) hasta 6,4 pulg (16,25 cm); luego los diámetros de 7; 8,2; 9; 10,6; 12; 15; 18 pulg (o sea, respectivamente, 17,78; 20,82; 22,86; 26,92; 30,48; 38,10; 54,72 cm).			Varía en aumentos de 0,2 pulg (0,50 cm) hasta 4,6 pulg (11,68 cm); luego los diámetros de 5; 5,2; 5,4; 5,6; 6; 6,4; 6,8; 7,4; 8,6; 9,4; 11; 12,4; 15,4; 18,4; 20; 25; 30; 38 pulg (o sea, respectivamente, 12,70; 13,20; 13,71; 14,22; 15,24; 16,25; 17,27; 18,79; 21,84; 23,87; 27,94; 31,50; 39,12; 46,74; 50,80; 63,50; 76,20; 96,52 centímetros).			Varía en aumentos de 0,5 pulg (1,27 cm) desde 7 pulg (17,78 cm) hasta 11 pulg (27,94 cm); luego en aumentos de 1 pulg (2,54 cm) hasta 14 pulg (35,56 cm); de 2 pulg (5,08 cm) hasta 20 pulg (50,80 cm); luego los diámetros de 24, 30, 36, 44, 50 pulg (o sea, respectivamente, 60,96; 76,20; 91,44; 111,76; 127 centímetros).			Varía en aumentos de 0,5 pulg (1,27 cm) desde 13 pulg (33,02 cm) hasta 16 pulg (40,64 cm); luego los diámetros de 18, 22, 27, 33, 40, 48, 58 pulg (o sea, respectivamente, 45,72; 55,88; 68,58; 83,82; 101,60; 121,92; 147,32 cm).		

Al sustituir en la ecuación (4.15), se obtiene que:

$$P_{nom} = \left[2,98 * (2,684) \left(\frac{1000}{855,02} \right)^{0,09} - \frac{8,73 * (5,326)}{1,13 * (15,12)} - 35,72 * (0,0136) \frac{(855,02)^2}{1000000} \right] * \frac{855,02}{1000}$$

$$P_{nom} = 4,3 CV = 4,36 HP$$

El factor K_d , de corrección para diámetro pequeño, igual a 1,13, se tomó de la tabla 4.20 (tabla 17.4 del texto: Diseño de Elementos de Máquinas, de Faïres, capítulo 17 [18]), correspondiente a una relación.

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{26 cm}{15,12 cm} = 2,38$$

Tabla 4.20. Factor de corrección de diámetro pequeño. [18]

D_2/D_1	K_d
1,000-1,019	1,00
1,020-1,032	1,01
1,033-1,055	1,02
1,056-1,081	1,03
1,082-1,109	1,04
1,110-1,142	1,05
1,143-1,178	1,06
1,179-1,222	1,07
1,223-1,274	1,08
1,275-1,340	1,09
1,341-1,429	1,10
1,430-1,562	1,11
1,563-1,814	1,12
1,815-2,948	1,13
2,949 y más	1,14

Ahora, sustituyendo en la ecuación (4.11) se obtiene que el número de correas es igual a:

$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{6,90 CV}{4,3 CV * (0,928 * (1))} = \frac{6,90 CV}{3,99 CV} = 1,73 \approx 2$$

Por lo tanto, se deben usar 2 correas A68, normalizando en la tabla 4.19.
Luego la fuerza en la polea es igual a:

$$F_{polea} = 1,5 F_N \quad (4.17)$$

Dónde:

F_N , es la tensión neta en las correas, que a su vez es igual a:

$$F_N = F_1 - F_2 = \frac{T_{trans}}{\left(\frac{D_A}{2}\right)} \quad (4.18)$$

Dónde:

F_1 , es la tensión del lado tenso de las correas (ver figura 4.27)

F_2 , es la tensión del lado flojo de las correas (ver figura 4.27)

T_{trans} , torque transmitido (ver figura 4.27)

El torque transmitido, se determina a partir de la ecuación:

$$T_{trans} = \frac{71620}{n} CV \quad (4.19)$$

Dónde:

n , es la rotación de la polea conductora (motor; es decir, 1800 rpm)

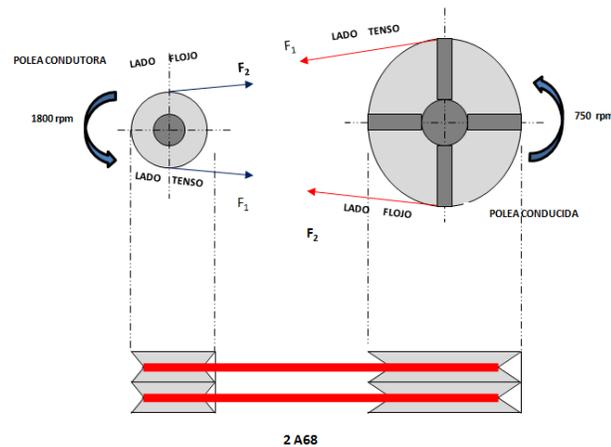


Figura 4.27. Representación esquemática de correas y poleas.
[Propia]

En primer lugar, el torque transmitido, es igual a:

$$T_{trans} = \frac{71620}{1800 \text{ rpm}} * (4.93 \text{ CV}) = 196,16 \text{ kg.cm} = 1924,32 \text{ N.cm}$$

Luego,

$$F_N = F_1 - F_2 = \frac{196,16 \text{ kg.cm}}{\left(\frac{36 \text{ cm}}{2}\right)} = 10,89 \text{ kg} = 106,90 \text{ N}$$

$$F_1 - F_2 = 106,90 \text{ N}$$

Y considerando una transmisión normal, se recomienda:

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \rightarrow F_1 = 5F_2$$

Luego, sustituyendo F_1 en la ecuación (4.18), se obtiene que:

$$5F_2 - F_2 = 106,90 \text{ N} \rightarrow F_2 = 26,73 \text{ N}$$

y

$$F_1 = 5F_2 = 5 * (26,73 \text{ N}) = 133,65 \text{ N}$$

Al calcular la fuerza que actúa en la polea, se tiene que:

$$F_{polea} = 1,5 * (133,65 \text{ N} - 26,73 \text{ N}) = 160,38 \text{ N} = 16,35 \text{ kg}$$

En tal sentido, ya se puede elaborar el diagrama de cuerpo libre del eje con las cargas que actúan sobre él, el mismo se muestra en la figura 4.28.

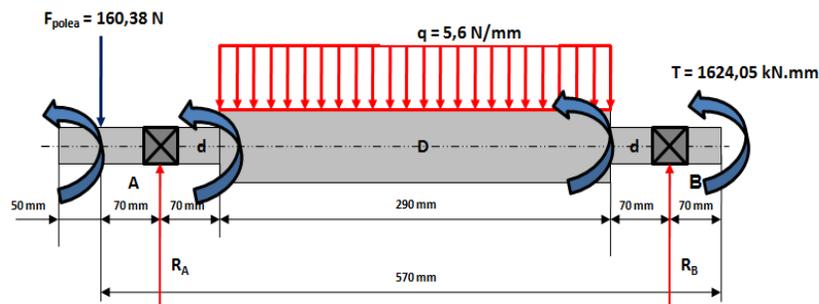


Figura 4.28. Diagrama de cuerpo libre del eje de la máquina trituradora [Propia].

En este caso, la carga distribuida corresponde a la fuerza de las cuchillas sobre el tramo de eje con mayor diámetro; es decir,

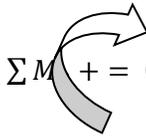
$$q = \frac{F_{\text{corte real}}}{290 \text{ mm}} = \frac{1624 \text{ N}}{290 \text{ mm}} = 5,6 \text{ N/mm}$$

Para calcular las reacciones en los apoyos A y B, se formulan las ecuaciones de la estática, sumatorias de fuerzas verticales y sumatoria de momentos en uno de los apoyos (A y/o B).

En tal sentido,

$$\sum F_{y+\uparrow} = 0 \rightarrow R_A + R_B - 160,38 \text{ N} - 1624 \text{ N} = 0 \quad (4.20)$$

y

$$\sum M_{+} = 0 \rightarrow 290R_A - 160,38 \text{ N} * (500 \text{ mm}) - 1624 \text{ N} * (215 \text{ mm}) = 0 \quad (4.21)$$


Luego,

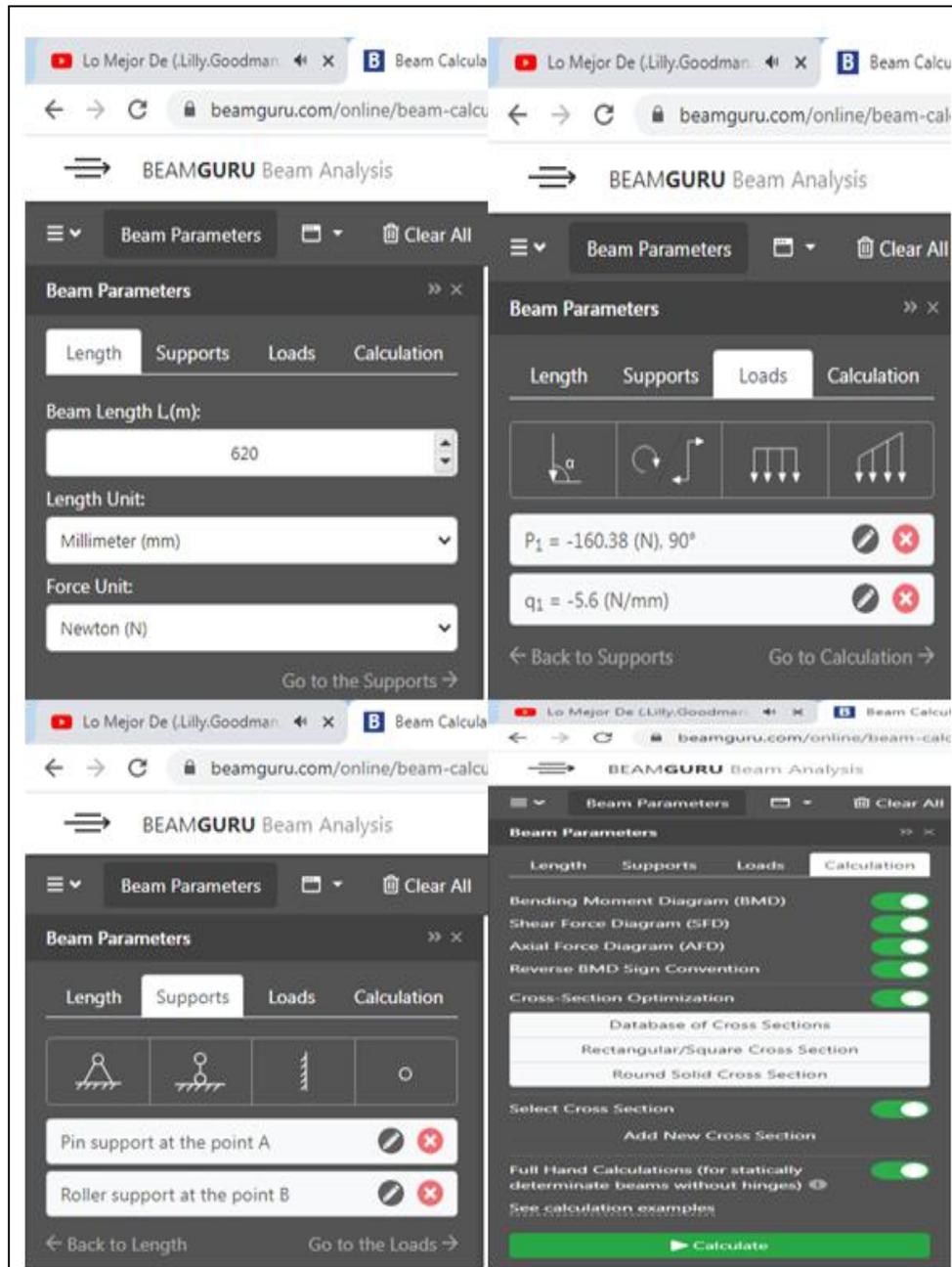
$$R_A = 416,52 \text{ N}$$

y

$$R_B = 1367,86 \text{ N}$$

A continuación se muestra el diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores (ver figura 4.29), calculado a partir del software en línea beamguru; para lo cual se establecieron condiciones de entrada que se presentan en la tabla 4.21.

Tabla 4.21. Condiciones de entrada al software beamguru [Beamguru].



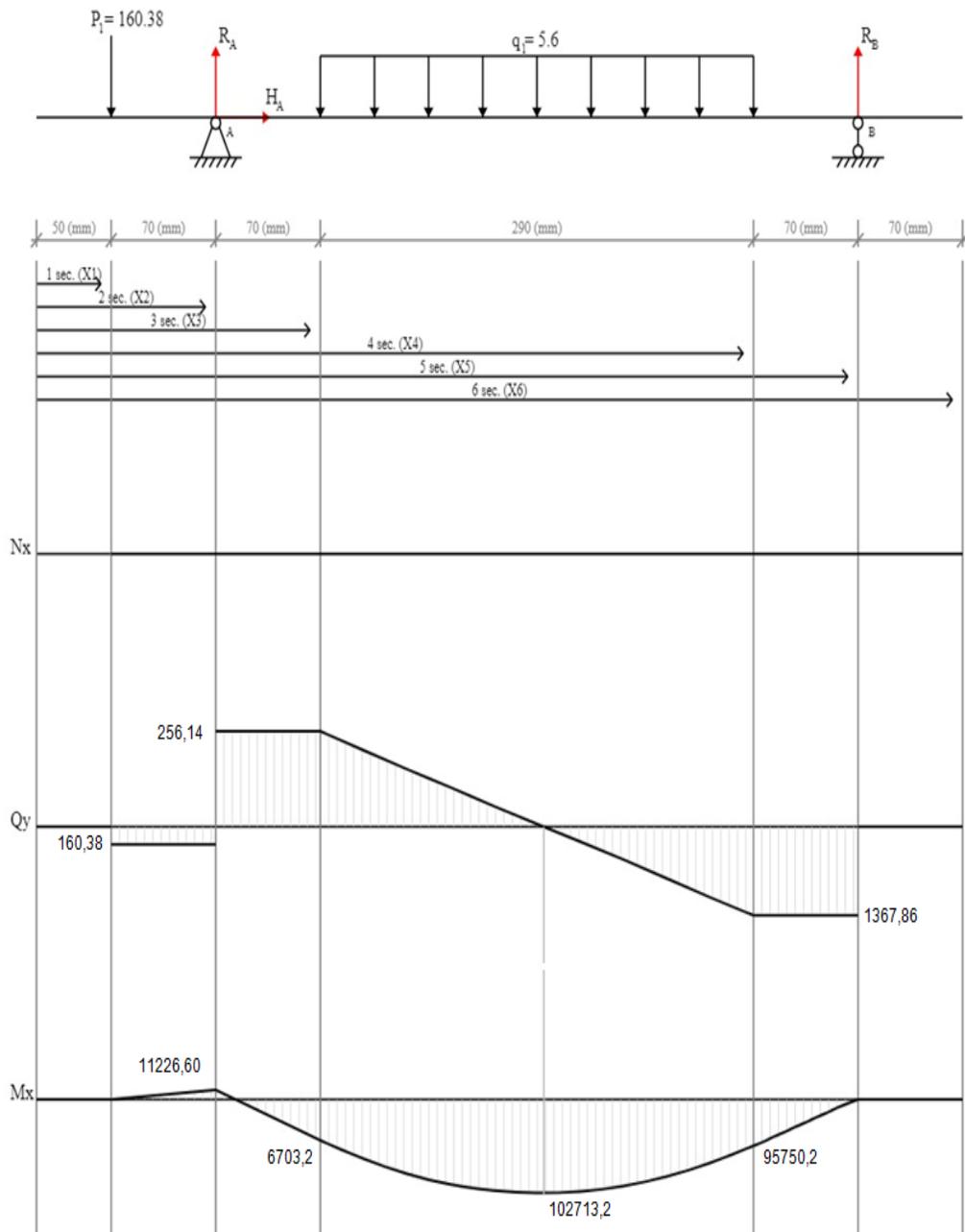


Figura 4.29. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores [Beamguru].

Del diagrama anterior, figura 4.29, se obtiene que el máximo momento en el eje, es igual a:

$$M_{max} = 102713,2 \text{ N.mm} = 1047,03 \text{ kg.cm}$$

Luego, el diámetro del eje, se determina a partir de la ecuación:

$$d = \left(\frac{32.N}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_t.M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right)^{1/3} \quad (4.22)$$

Dónde:

d, es el diámetro mínimo del eje

N, es el factor de seguridad

Kt, es el factor de concentración de esfuerzo

M, es el momento flector

T, es el par torsional

Sy, es la resistencia al punto cedente o de fluencia del material

Para la obtención del Sn y el Sy, primero se consideró usar el material Acero AISI C 1045 laminado en caliente, el cual cuenta con una resistencia a la tensión de $S_u = 6116 \text{ kg/cm}^2$ y una resistencia a la fluencia $S_y = 3797 \text{ kg/cm}^2$.

La resistencia límite a la fatiga se estimó de acuerdo a la ecuación del texto Faires Diseño de Elementos de Máquinas [18], la cual expresa lo siguiente:

$$S_n' = 0,6 S_y \cdot K_S \cdot K_t \cdot K_c = 0,6 * \left(3797 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) * 0,9 * 0,85 * 1 = 1742,82 \text{ kg/cm}^2$$

Donde:

K_s , es el factor de superficie

K_t , es el factor de tamaño

K_c , es el factor de carga

Para calcular el diámetro, d , del eje, se consideraron tres puntos críticos, los puntos de apoyos o asientos del rodamiento y el punto de aplicación de la carga o de máximo momento. En los asientos de cada rodamiento se tomó un chaflán o cambio de diámetro bien redondeado con un $K_t = 1,5$; obtenido de la gráfica AF12 Faires, Diseño de Elementos de Máquinas[18], (ver anexo D) y dichos puntos de apoyo no se encuentran sometidos a efectos de momento flector, se considera además un factor de seguridad $N = 2$, obtenido de la tabla 1,1, capítulo I del Faires [18] , Diseño de Elementos de Máquinas, página 24 (ver anexo E); luego se utiliza la ecuación (4.37) y (4.38) para determinar el diámetro se utilizó la metodología de Robert Mott [19] en su texto Elementos de máquinas y la norma ANSI/ASME B106.1 M, ecuación (4.22).

Mientras que el torque a utilizar es el correspondiente al que presentan las cuchillas de corte sobre el rodillo; es decir,

$$T = 165,55 \text{ kg. m} = 16555 \text{ kg. cm}$$

Luego,

$$d = \left(\frac{32 * (2)}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{1,5 * (1047,03 \text{ kg. -cm})}{1742,82 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{16555 \text{ kg. cm}}{3797 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 4,03 \text{ cm} = 40,3 \text{ mm} \approx 40 \text{ mm}$$

4.5.1.5. Diseño y selección de rodamientos

Condiciones establecidas:

- a) Cargas: El rodamiento soportará carga radial, correspondiente a las reacciones en cada apoyo, producto de la acción de la carga puntual aplicada en un extremo de eje, tramo de diámetro d , mostrado en la figura 4.28, y a la carga distribuida sobre el tramo de diámetro D .
- b) Lubricación: Los rodamientos trabajarán con lubricación a grasa, para ello sus alojamientos dispondrán de graseros. Periódicamente se colocará en la cantidad necesaria, según el plan de mantenimiento establecido.
- c) Velocidad: El rodamiento soportará elevadas velocidades de rotación, debido a que la velocidad de giro del eje es igual a 750 rpm.

La selección del rodamiento se realizó según el procedimiento de SKF (catálogo rodamientos SKF, 2015 [20]), de donde se toman las tablas del anexo F, en las mismas, se puede observar que los rodamientos rígidos de bolas, son adecuados para cargas radiales; es decir, perpendiculares al eje, como en este caso.

Ahora se determina la capacidad de carga dinámica. Para ello se deben conocer: la carga radial y la carga axial.

Para la carga radial, se toma la mayor reacción calculada en el diagrama de la figura 4.29; es decir,

$$F_{radial} = R_B = 1367,86 \text{ N}$$

Mientras que la carga axial, no existe en este caso, por no haber cargas en dirección X; por lo tanto la carga axial es igual a cero:

$$F_{axial} = 0 \text{ N}$$

En la figura 4.30, se muestra una referencia del tipo de rodamiento a utilizar; es decir, un rodamiento rígido de una hilera de bolas.

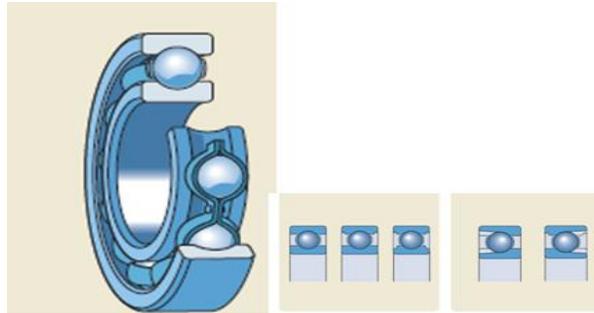


Figura 4.30. Imagen referencial de rodamientos rígidos de una hilera de bolas [20].

Continuando con el procedimiento del catálogo SKF 2015 [20], se tiene que la carga dinámica equivalente es igual a:

$$P = XF_{radial} + YF_{axial} \quad (4.23)$$

Dónde:

F_{radial} , es la carga radial, igual a 1367,86 N (139,44 kg)

F_{axial} , es la carga axial, igual a 0 N

X, es el factor de carga radial del rodamiento

Y, es el factor de carga axial del rodamiento

En este caso, X es igual a 1 y Y es igual a 0,56, considerando que la pista interior rota (Diseño de elementos de máquinas Faires, capítulo 12, página 444 [18]). Luego,

$$P = 1 * (1367,86 N) + 0,56 * 0 = 1367,86 N$$

El diámetro del eje para el rodamiento seleccionado es de 40 mm. Luego para seleccionar el rodamiento adecuado, se requiere determinar la capacidad de carga dinámica, a partir de:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad (4.24)$$

Y

$$C = P * (L_{10})^{\frac{1}{n}} \quad (4.25)$$

Dónde:

C, es la capacidad de carga dinámica del rodamiento
 L_{10} , es la vida esperada en millones de revoluciones para una confiabilidad del 90%
P, es la carga dinámica equivalente aplicada,

n, es el coeficiente de componente interno, 3 si es de bolas y 10/3 si es de rodillos

Luego,

$$L_{10} = 5 \text{ años} * 240 \frac{\text{días}}{\text{años}} * 8 \frac{\text{horas}}{\text{días}} * 750 \text{ rpm} * 60 \frac{\text{minutos}}{\text{horas}} = 432000000 \text{ rev}$$

$$L_{10} = 432 \text{ Mrev}$$

La vida del rodamiento, para una confiabilidad del 90%, se determinó considerando que el mismo, tendrá una operación continua de 5 años,

trabajando 20 días hábiles cada mes y durante 8 horas diarias. Además de que su rotación es igual a 750 rpm. Además, según la norma ISO 218, la vida nominal de un rodamiento SKF, en horas es:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} = \frac{1000000}{60 * (750 \text{ rpm})} * (432 \text{ Mrev}) = 9600 \text{ hr}$$

▪

Luego, al sustituir, L_{10} , en la ecuación (4.25), se obtiene la capacidad de carga dinámica del rodamiento como:

$$C = (1367,86 \text{ N}) * (432 \text{ Mrev})^{\frac{1}{3}} = 10313,66 \text{ N} = 10,31 \text{ kN}$$

En tal sentido, del catálogo SKF, página 328 [20], ver anexo F, se selecciona un rodamiento con las siguientes características:

Designación: 61908

d = 40 mm

D = 62 mm

B = 12 mm

C = 13,8 kN

Con respecto a la chumacera o soporte tipo puente que debe utilizar el rodamiento seleccionado, se tiene que en el anexo F, se muestra también una hoja del catálogo NTN de chumaceras, donde se selecciona una con la designación:UCPG208D1, la cual corresponde al rodamiento SKF seleccionado.

4.5.1.6. Cálculos estructurales

a) Vigas superiores

La estructura base se hace con perfil estructural tubular cuadrado 90x90x2,50 mm e IPN 180, suficiente para las necesidades ya que adiciona peso y es sumamente rígido, lo cual le da más solidez a la misma, adicionalmente por ser acero estructural A36 tiene como una de sus propiedades la soldabilidad. Para el soporte del motor es una placa de 3/16" de espesor con las ranuras de tensión para fijar el mismo.

En la figura 4.31, se muestra un esquema representativo, modelado en Solid Works, de la estructura de soporte para la máquina trituradora de plástico, diseñada.

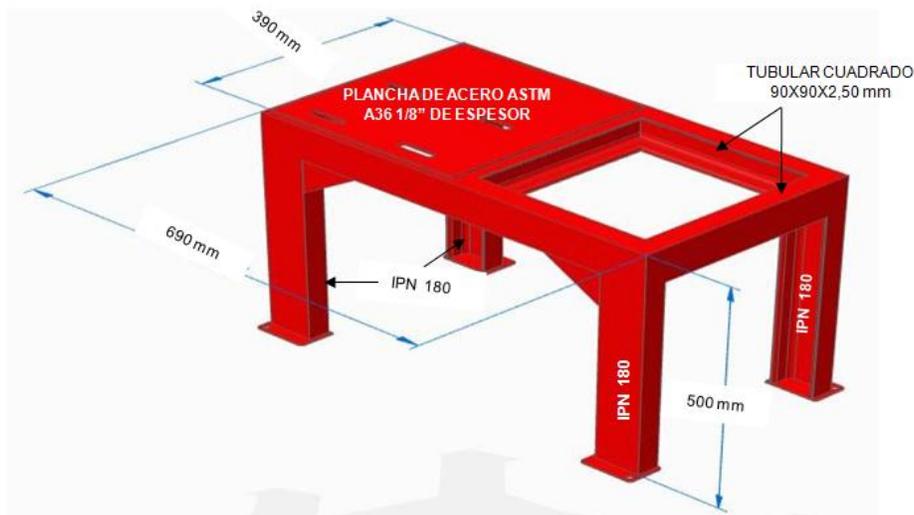


Figura 4.31. Esquema representativo de la estructura base en la máquina trituradora de plástico. [Solid Works]

Para el estudio estático de la estructura, sencillamente se estimaron los pesos de los elementos componentes de la máquina, ya diseñados. En tal sentido se tiene que:

Peso de tolva: 32 kg

Peso de cuchillas y soportes: 3 kg

Peso del eje: 10 kg

Peso del motor: 23 kg

Peso del material con tolva llena: 10 kg

Peso de la lámina de espesor 3/16" = 15 kg

Total estimado sobre estructura:

$$W_{total\ sobre\ estructura} = 32\ kg + 3\ kg + 10\ kg + 23\ kg + 10\ kg + 15\ kg = 93\ kg$$

Dicho peso se distribuye entre las dos vigas tubulares, de longitud 690 mm y las tres vigas de longitud 390 mm; es decir,

$$q = \frac{93\ kg}{255\ cm} = 0,36\ \frac{kg}{cm} = 3,58\ \frac{N}{cm}$$

En la figura 4.32, se muestra el diagrama de cuerpo libre para una viga superior de la estructura base (ver figura 4.30).

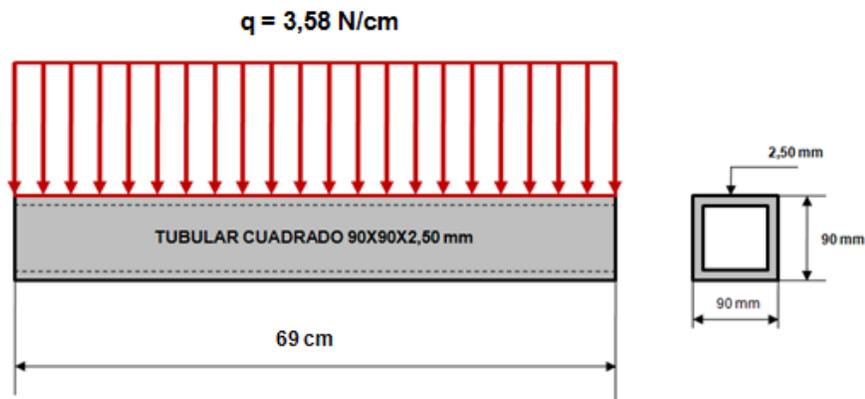


Figura 4.32. Diagrama de cuerpo libre de viga superior en estructura de soporte. [Propia]

Luego para verificar su integridad mecánica, se calcula el esfuerzo de flexión, máximo, generado y se compara con el esfuerzo admisible del material. Para ello, se elaboró el diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores, mostrado en la figura 4.33, donde se considera dicho elemento como una viga doblemente empotrada.

Al comportarse como una viga simétrica, las reacciones, fuerzas cortantes y momentos flectores se pueden determinar a partir de:

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{q * l}{2} = \frac{\left(3,58 \frac{N}{cm}\right) * 69 \text{ cm}}{2} = + 123,51 \text{ N}$$

$$V_A = V_B = \frac{q * l}{2} = \frac{\left(3,58 \frac{N}{cm}\right) * 69 \text{ cm}}{2} = \pm 123,51 \text{ N}$$

$$M_A = M_B = \frac{q * l^2}{12} = \frac{\left(3,58 \frac{N}{cm}\right) * (69 \text{ cm})^2}{12} = - 1420,36 \text{ N.cm}$$

$$M_{punto\ medio} = M_C = \frac{q * l^2}{24} = \frac{\left(3,58 \frac{N}{cm}\right) * (69 \text{ cm})^2}{24} = + 710,18 \text{ N.cm}$$

$R_{ax} = R_{bx} = 0$; no hay fuerzas horizontales aplicadas

Considerando el momento máximo en el centro de la viga, aunque es menor en magnitud; pero es el punto donde la fuerza cortante cambia de positivo a negativo, y eso lo convierte en punto de inflexión de la gráfica, y por ende, es el punto de máximo momento; es decir, 710,18 N.cm

Se sabe que la tensión cedente del perfil tubular cuadrado 90x90x2,50 mm es de 345 MPa (3515 kg/cm²), ver página 55 del catálogo Maploca, anexo G.

Luego, según el requerimiento de la norma COVENIN 1618-98 respecto al esfuerzo de flexión permisible, se tiene que:

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{adm \text{ ASTM A500 Grado C}} \quad (4.26)$$

Y al sustituir en la ecuación (2.4), se tiene que:

$$\sigma_{flexión} = \frac{(710,18 \text{ N.cm}) * (4,5 \text{ cm})}{108 \text{ cm}^4} = 29,59 \frac{N}{\text{cm}^2} = 3,02 \frac{kg}{\text{cm}^2}$$

Al comparar con la desigualdad de la ecuación (4.26), se obtiene que:

$$3,02 \frac{kg}{\text{cm}^2} < 0,6 * \left(3515 \frac{kg}{\text{cm}^2}\right)$$

$$3,02 \frac{kg}{cm^2} < 2109 \frac{kg}{cm^2}$$

Por lo tanto, se cumple con la sollicitación de la norma COVENIN 1618-98, respecto al esfuerzo de flexión, y por ende, el perfil 90x90x2,50 mm, resiste la aplicación.

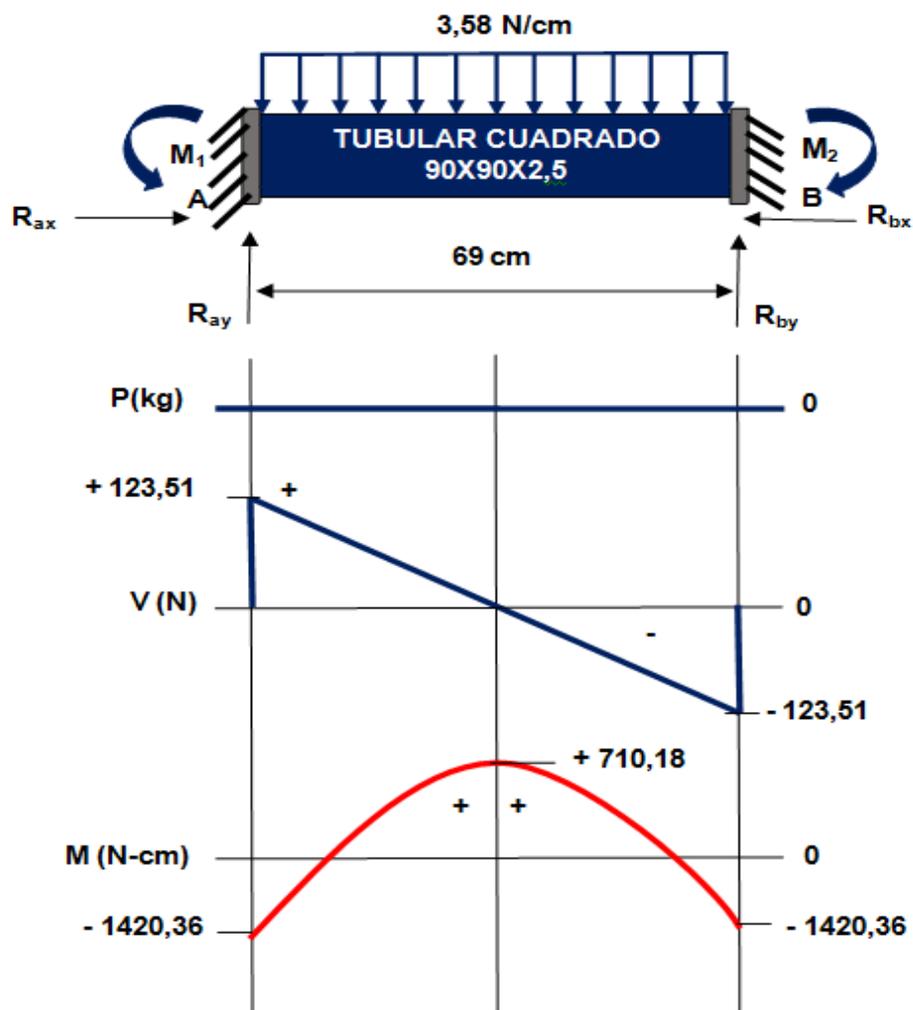


Figura 4.33. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores para viga superior, 90x90x2,5 mm. [Propia]

Luego, verificando la sollicitación de la norma COVENIN 16108-98, sobre la deflexión, se tiene que la deflexión máxima permitida es igual a:

$$y_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{240} \quad (4.27)$$

Y la calculada es igual a:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{q \cdot l^4}{384 \cdot EI} \quad (4.28)$$

Al sustituir, se obtiene:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{(0,36 \frac{kg}{cm}) * (69 \text{ cm})^4}{384 * (2100000 \frac{kg}{cm^2}) * (108 \text{ cm}^4)} = 0,000094 \text{ cm} = 0,00094 \text{ mm}$$

Según la ecuación (4.27), la deflexión máxima permitida es:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{690 \text{ mm}}{240} = 2,87 \text{ mm}$$

Al comparar, se tiene que:

$$0,00094 \text{ mm} < 2,87 \text{ mm}$$

Se observa que el perfil 90x90x2,5 mm, también cumple con la sollicitación de la norma COVENIN 1618-98, respecto a la deflexión, razón por la cual, resiste la aplicación.

b) Columnas

Tomando la geometría dimensional de la figura 4.30, se analizan a continuación los elementos definidos como columnas, IPN 180. Del catálogo Maploca, anexo G, se tienen las dimensiones y propiedades del mismo:

Alto: 180 mm

Ancho: 82 mm

Peso: 21,90 kg/m

Área: 27,90 cm²

I_y: 81,30 cm⁴

S_y: 19,80 cm³

r_y: 1,71 cm

Luego se define la carga que actúa sobre todas las columnas, ésta es:

$$W_{columnas} = W_{total\ sobre\ estructura} + W_{propio\ de\ vigas\ superiores} \quad (4.29)$$

Es decir,

$$W_{columnas} = 78\ kg + 6,74\ \frac{kg}{m} * (2,55\ m) = 95,19\ kg = 933,78\ N$$

En tal sentido, cada columna soporta una carga igual a:

$$P_{columna} = \frac{W_{columnas}}{4} = \frac{95,19\ kg}{4} = 23,80\ kg = 0,233\ kN$$

Estableciendo los extremos de la columna como: empotrado y libre, se toma un factor de longitud libre de pandeo, K , igual a 2, ver figura 4.34, correspondiente a la figura 6-3 ubicada en el capítulo 6, página 234, del texto: Diseño de Elementos de Máquinas de Robert Mott [19].

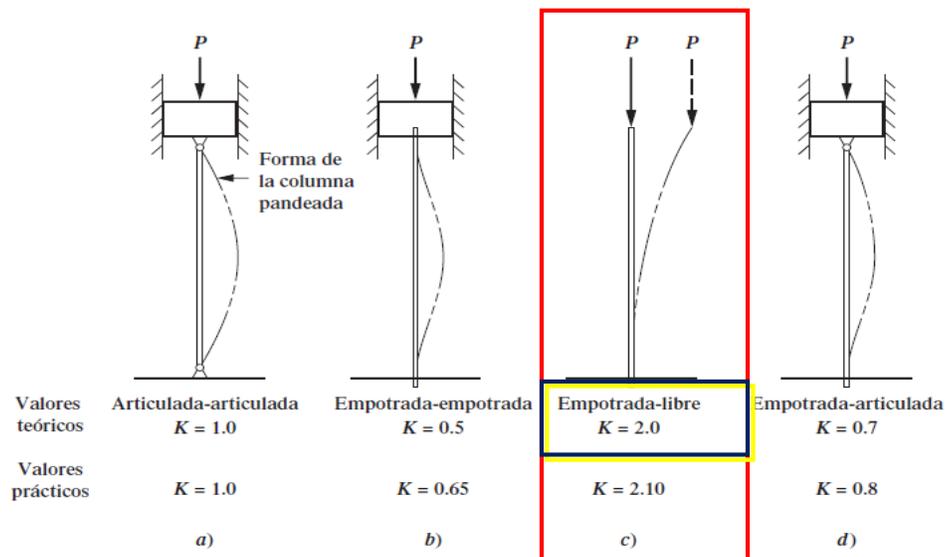


Figura 4.34. Factores para obtener longitud libre de pandeo, en columnas, con distintos tipos de conexiones en sus extremos. [19]

Además de la carga axial, la columna estará sometida a un momento flector generado a partir del diagrama de la figura 4.33, igual a:

$$M_{\text{sobre columnas}} = 1420,36 \text{ N.cm}$$

En tal sentido, dicho elemento, debe ser analizado, utilizando la ecuación de la secante:

$$\sigma_{\text{crit}} = \frac{P}{A} * \left[1 + \frac{ec}{r^2} * \sec \frac{\pi}{2} \left(\frac{KL}{2r} \sqrt{\frac{P}{AE}} \right) \right] \quad (4.30)$$

Dónde:

P, es la carga aplicada sobre la columna, igual a 23,80 kg (0,233 kN)

A, es el área del perfil, IPN 80, a considerar como columna, igual a 27,90 cm²

e, es la excentricidad de la carga, en este caso, se determina a partir de la figura 4.35, como:

$$e = \sqrt{(34,5 \text{ cm})^2 + (19,5 \text{ cm})^2} = 39,62 \text{ cm}$$

c, está referido al centroide del perfil IPN 180; es decir, 90 mm (9 cm)

r, corresponde al radio de giro menor del perfil IPN 180, en este caso, r_y, igual a 1,71 cm, anexo G

K, factor de longitud libre de pandeo, igual a 2, ver figura 4.33

L, es la longitud o altura de la columna, igual a 0,50 m (50 cm)

E, es el módulo de elasticidad del material de la columna, acero, igual a 2100000 kg/cm²

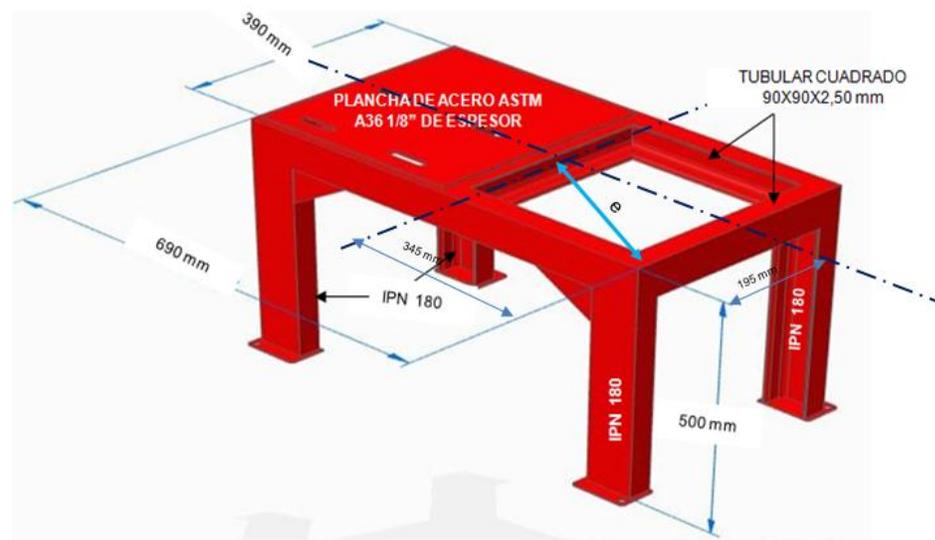


Figura 4.35. Representación esquemática de la excentricidad para la aplicación de carga sobre cada columna. [Propia]

Sustituyendo, se obtiene:

$$\sigma_{crit} = \frac{23,80 \text{ kg}}{27,90 \text{ cm}^2} * \left[1 + \frac{(39,62 \text{ cm}) * (9 \text{ cm})}{(1,71 \text{ cm})^2} \sec \frac{\pi}{2} * \left(\frac{2 * 50 \text{ cm}}{2 * 1,71 \text{ cm}} * \sqrt{\frac{23,80 \text{ kg}}{(27,90 \text{ cm}^2) * (2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2})}} \right) \right]$$

$$\sigma_{crit} = 103 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Mientras que el esfuerzo combinado, generado sobre dicha columna, es igual a:

$$\sigma_{generado(xx)} = \frac{P}{A} + \frac{M * c}{I_x} \quad (4.31)$$

Dónde:

I_x , es igual a 1450 cm^4 , anexo G

Sustituyendo, se obtiene:

$$\sigma_{generado(xx)} = \frac{23,80 \text{ kg}}{27,90 \text{ cm}^2} + \frac{144,78 \text{ kg.cm} * (9 \text{ cm})}{1450 \text{ cm}^4} = 1,74 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Al comparar, se obtiene que:

$$\sigma_{crit} > \sigma_{generado(xx)}$$

Es decir,

$$103 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} > 1,74 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Lo cual indica que el perfil IPN 180 resiste la aplicación al estar sometido a la carga axial y momento flector.

No obstante, se realizó también el análisis de pandeo ante la acción, solo de la carga axial, para lo cual, hubo que definir, cuál criterio utilizar al respecto, EULER ó JOHNSON. En tal sentido se compararon las relaciones de esbeltez y de transición:

$$\lambda = \frac{kl}{r} \quad (4.32)$$

y

$$C_C = \sqrt{\frac{2\pi^2 k * E}{\sigma_{yA36}}} \quad (4.33)$$

Donde;

K, es el factor de longitud libre de pandeo (ver figura 4.33)

L, es la longitud de la columna (ver figura 4.35)

R, es el radio de giro de la columna, IPN 180, respecto al eje Y

E, es el módulo de elasticidad del acero

σ_{yA36} , es el esfuerzo de fluencia del acero ASTM A36

Sustituyendo en ambas ecuaciones, se tiene que:

$$\lambda = \frac{2 * (50 \text{ cm})}{1,71 \text{ cm}} = 58,48$$

y

$$C_C = \sqrt{\frac{2\pi^2 * (2) * (2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2})}{2530 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}} = 194,34$$

Al compararlas, se puede observar que:

$$\lambda < C_C$$

Es decir,

$$58,48 < 194,34$$

En la figura 4.36, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la columna, sometida solo a carga axial y también a la acción de carga axial y de momento flector.

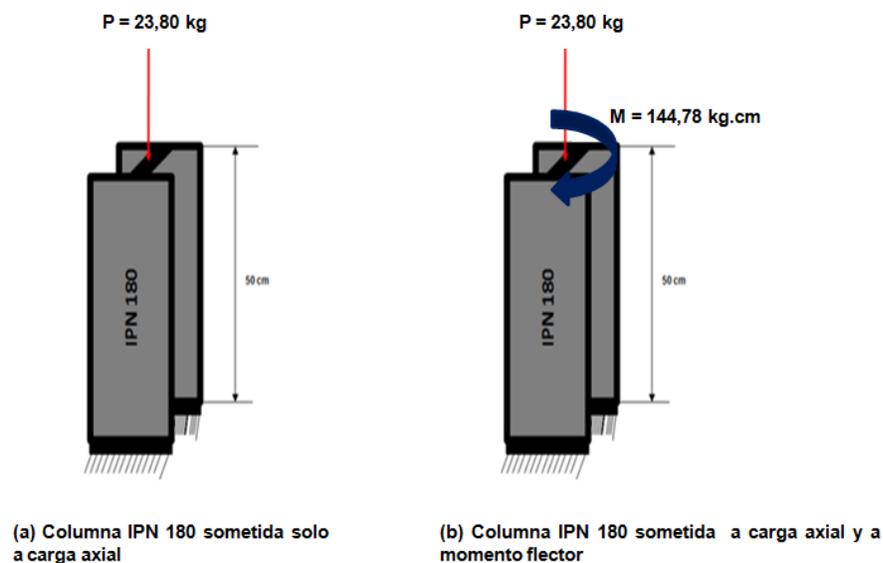


Figura 4.36. Diagrama de cuerpo libre de la columna IPN 180.

[Propia]

Lo cual indica, que el diseño de la columna, para la carga axial (ver figura 4.36a), debe realizarse a partir del criterio de JOHNSON, cuya ecuación establece que:

$$P_c = A * S_y \left[1 - \frac{S_y * \left(\frac{KL}{r} \right)^2}{4\pi^2 * E} \right] \quad (4.34)$$

Dónde:

r, es el radio de giro sobre el eje débil, Y

S_y, es el límite de fluencia del material de la columna, ASTM A36

A, es el área del perfil correspondiente

E, es el módulo de elasticidad del material de la columna, ASTM A36

Sustituyendo, se tiene que:

$$P_c = (27,90 \text{ cm}^2) * \left(2530 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) * \left[1 - \frac{\left(2530 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) * (58,48)^2}{4\pi^2 * \left(2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)} \right] = 63528,3 \text{ kg}$$

$$P_c = 623.21 \text{ kN}$$

Con respecto al factor de diseño y carga admisible en una columna, se tiene que como se espera una falla con una carga límite y no con un esfuerzo, el concepto de un factor de diseño se aplica en forma distinta que en la mayor parte de los demás miembros sometidos a cargas. En lugar de aplicar el factor de diseño a la resistencia de fluencia o a la resistencia última del material, se aplicará a la carga crítica, calculada anteriormente por el criterio de JOHNSON.

Para aplicaciones típicas en el diseño de máquinas, se emplea un factor de diseño 3; mientras que para columnas estacionarias con cargas y extremos empotrados bien conocidos se podrá emplear un factor menor, tal como 2. En algunas aplicaciones de construcción se emplea un factor de 1.92. Por el

contrario, para columnas muy largas, donde existe cierta incertidumbre acerca de las cargas y de los extremos empotrados, o cuando se presentan peligros especiales, se aconseja emplear factores mayores.

El factor de diseño o de seguridad, FS, se toma de la tabla 4.22 (extraída del texto Diseño de Elementos de Máquinas, de Robert Mott [19]).

Tabla 4.22. Factores de diseño. [19]

5-7 FACTORES DE DISEÑO	<p>El término <i>factor de diseño</i>, N, es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. En la mayor parte de los casos, la resistencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar un <i>esfuerzo de diseño</i>, σ_d, que a veces se llama <i>esfuerzo admisible</i> o <i>esfuerzo permisible</i>. Entonces, el esfuerzo real que se desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de diseño. Para algunos tipos de carga, es más cómodo establecer una relación con la que se pueda calcular el factor de diseño, N, a partir de los esfuerzos reales aplicados y de la resistencia del material. En otros casos más, en especial para el caso de pandeo de columnas, que se describirá en el capítulo 6, el factor de diseño se aplica a la <i>carga</i> sobre la columna y no a la resistencia del material.</p> <p>La sección 5-9 presenta métodos para calcular el esfuerzo de diseño o el factor de diseño para distintos tipos de cargas y materiales.</p> <p>El diseñador debe determinar cuál será un valor razonable del factor de diseño en determinado caso. Con frecuencia, el valor del factor de diseño o del esfuerzo de diseño está definido por códigos establecidos por organizaciones de normalización, como la Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical Engineers), la Asociación Estadounidense de Manufactura de Engranajes (American Gear Manufacturers Association), el Departamento de la Defensa de Estados Unidos (U. S. Department of Defense), la Asociación de Aluminio (Aluminum Association) o el Instituto Estadounidense de Construcción de Acero (American Institute of Steel Construction). Para estructuras, con frecuencia son los reglamentos de construcción local o estatal los que indican los factores de diseño o los esfuerzos de diseño. Algunas empresas han adoptado sus propias políticas para especificar factores de diseño basados en su experiencia con condiciones parecidas.</p> <p>Cuando no se cuenta con códigos o normas, el diseñador debe aplicar su juicio para especificar el factor de diseño adecuado. Parte de la filosofía de diseño, descrita en la sección 5-6, se refiere a asuntos como la naturaleza de la aplicación, el ambiente, la naturaleza de las cargas sobre el componente que se va a diseñar, el análisis de esfuerzos, las propiedades del material y el grado de confianza en los datos que se emplean en el proceso de diseño. Todas estas consideraciones afectan la decisión acerca de qué valor del factor de diseño es el adecuado. En este libro se emplearán los siguientes lineamientos.</p>
	<p>Materiales dúctiles</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. $N = 1.25$ a 2.0. El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño. 2. $N = 2.0$ a 2.5. Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro. 3. $N = 2.5$ a 4.0. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente. 4. $N = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores. <p>Materiales frágiles</p> <ol style="list-style-type: none"> 5. $N = 3.0$ a 4.0. Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño. 6. $N = 4.0$ a 8.0. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de es-

El objetivo del análisis y diseño de las columnas es garantizar que la carga aplicada a una columna sea segura, que sea bastante menor que la carga crítica de pandeo.

Por lo tanto, se define que:

$$P_{adm} = \frac{P_c}{N} \quad (4.35)$$

Dónde:

P_{adm} , es la carga admisible

P_c , es la carga crítica calculada por JOHNSON

N , es el factor de seguridad, tomado como 2 para columnas estacionarias

Luego,

$$P_{adm} = \frac{63528,3 \text{ kg}}{2} = 31764,15 \text{ kg} = 311,61 \text{ kN}$$

Se tiene que, tanto la carga crítica como la admisible, ambas, son mayores que la carga aplicada; razón por la cual la columna resiste la aplicación, de carga axial, y no fallará.

c) Anclajes

Además cada columna, debe estar fijada al piso, a partir de pernos de anclaje.

En tal sentido, se debe estimar la carga que actuará, tanto sobre la placa, como sobre los pernos. Por lo tanto, se tiene que:

$$P_{placa} = P_{total \text{ sobre pernos}} = P_{columna} + W_{propio \text{ IPN180}} \quad (4.36)$$

$$S_{adm} = \frac{0,9S_y}{FS} \quad (4.37)$$

$$S_{adm} = \frac{P_{pernos}}{\frac{\pi \cdot d_{pernos}^2}{4}} \quad (4.38)$$

y

$$S_{adm} = 0,75S_u \quad (4.39)$$

$$S_{adm} = \frac{P_{placa}}{t \cdot d_{perno}} \quad (4.40)$$

Sustituyendo en primer lugar, en la ecuación (4.36), se tiene que:

$$P_{placa} = P_{total \ sobre \ pernos} = 23,80 \text{ kg} + 21,90 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * (0,50 \text{ m}) = 34,75 \text{ kg} = 340,89 \text{ N}$$

Mientras que el esfuerzo admisible para el esfuerzo cortante en los pernos, según la norma COVENIN 1618-98, es el que se indica en la ecuación (4.37):

$$S_{adm} = \frac{0,9S_y}{FS} = \frac{0,9 * \left(9140 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{2} = 4113 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Y el esfuerzo de fluencia, es el correspondiente al de los pernos ASTM A490; es decir, 9140 kg/cm².

Luego, la fuerza aplicada sobre cada perno, es la fuerza total sobre éstos, dividida entre 4; debido a que se utilizarán 4 elementos de unión:

$$P_{cada\ perno} = \frac{P_{total\ sobre\ pernos}}{4} = \frac{34,75\ kg}{4} = 8,68\ kg$$

Luego,

$$4113 \frac{kg}{cm^2} = \frac{8,68\ kg}{\pi \frac{d_{pernos}^2}{4}} \rightarrow d_{perno} = \sqrt{\frac{4 * 8,68\ kg}{\pi * 4113\ kg/cm^2}} = 0,050\ cm$$

$$d_{perno} = 0,020\ pulg \approx 1/32''$$

Normalizando a un valor más comercial, en tabla de aproximaciones para fracciones de pulgadas, anexo I, se toma un diámetro igual a:

$$d_{perno} = 1/8'' = 3,175\ mm$$

No obstante, las medidas comerciales de los pernos estructurales y de anclaje, ASTM A490, están comprendidos entre 1/2" a 1-1/2", ver anexo H.

Por lo tanto se selecciona un perno de la mínima medida comercial en el mercado; es decir,

$$d_{perno} = 1/2'' = 12,7\ mm$$

Y por ser de anclaje, se solicitan de 500 mm de longitud, tipo J.

Para el esfuerzo admisible al aplastamiento de la placa, se sustituye el esfuerzo último en la ecuación (4.39), obteniendo:

$$S_{adm} = 0,75 * \left(3200 \frac{kg}{cm^2} \right) = 2400 \frac{kg}{cm^2}$$

Luego, sustituyendo en la ecuación (4.40), se obtiene que:

$$2400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = \frac{8,68 \text{ kg}}{t \cdot (1,27 \text{ cm})} \rightarrow t = \frac{8,68 \text{ kg}}{(1,27 \text{ cm}) \cdot (2400 \text{ kg/cm}^2)} = 0,0028 \text{ cm}$$

$$t = 0,028 \text{ mm} = 0,0011 \text{ pulg} \approx 1/64''$$

Normalizando a un valor más comercial, en tabla de aproximaciones para fracciones de pulgadas, anexo I, se toma un espesor igual a:

$$t = 1/16'' = 1,59 \text{ mm}$$

En la figura 4.37, se muestra un diagrama de cuerpo libre de la placa y los pernos, sometidos a la carga de 23,80 kg; además de presentar las dimensiones ya establecidas y calculadas.

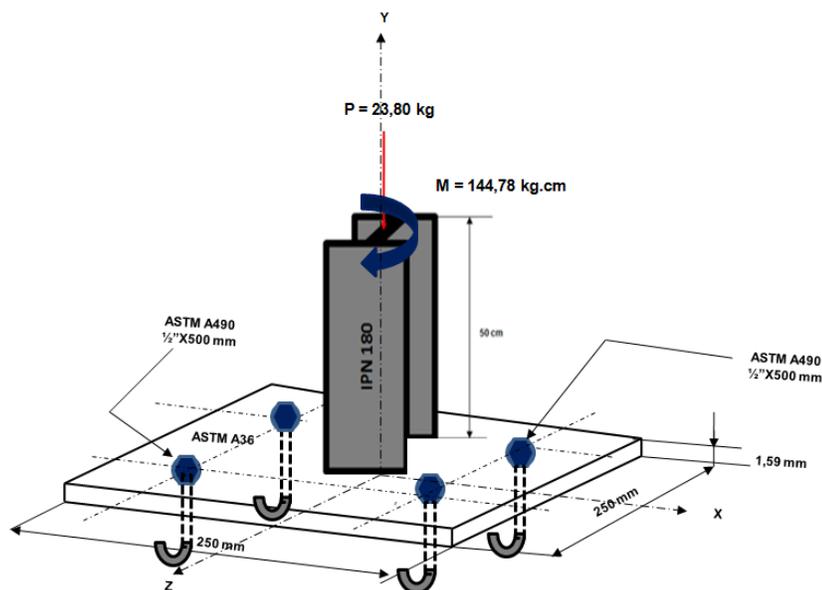


Figura 4.37. Diagrama de cuerpo libre para placa de anclaje y pernos. [Propia]

d) Uniones soldadas

Las uniones soldadas en la estructura de la máquina trituradora, de botellas de plástico PET, corresponden a:

d.1) viga superior tubular cuadrado 90x90x2,50 mm y columna IPN 180, ver figura 4.38

d.2) Columna IPN 180 y placa de anclaje ASTM A36, ver figura 4.39

d.3) Placa soporte de motor, ASTM A36, y vigas superiores tubular cuadrado 90x90x2,5 mm, ver figura 4.40

En las figuras 4.38, 4.39 y 4.40, se muestran los correspondientes diagramas de cuerpo libre de las uniones antes mencionadas.

Para el caso d.1, los espesores a unir son: 2,5 mm (tubular cuadrado 90x90) y 10,4 mm (IPN 180); razón por la cual se selecciona un espesor de cordón de soldadura igual a 5 mm, puesto que el máximo espesor del material base a unir está entre 6 y 13, mm, respectivamente, ver tabla 4.23, según la norma AWS D1.1-1 [21]

Tabla 4.23. Espesores en gargantas efectivas de soldaduras. [21]

Tamaños mínimos para la soldadura de filete	
Espesor del material de la parte unida más delgada, in (mm)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete [a], in (mm)
Hasta 1/4 (6) inclusive	1/8 (3)
Mayor de 1/4 (6), hasta 1/2 (13) inclusive	3/16 (5)
Mayor de 1/2 (13), hasta 3/4 (19) inclusive Mayor de 3/4 (19)	1/4 (6) 5/16 (8)
[a] Dimensión del lado de los filetes Nota: Ver sección J2.2b para tamaño máximo de soldaduras de filete	

Luego, los esfuerzos generados en la unión son:

$$S_1 = \frac{P}{\Sigma A_{soldadura}} \quad (4.41)$$

y

$$S_2 = \frac{M * c}{I} \quad (4.42)$$

Dónde:

P, es la carga total sobre la soldadura, igual a 23,80 kg;

M, es el momento generado sobre la soldadura, momento en los extremos empotrados, ver figura 4.32; es decir, 14230,36 N.cm (145 kg.cm)

C, es la mitad de la cara de sección de perfil mayor

I, es el momento de inercia de la unión, el cual se determina a partir de:

$$I = t * lw * Iu \quad (4.43)$$

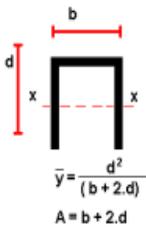
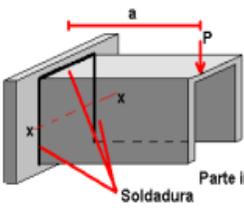
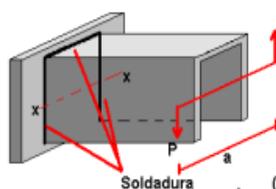
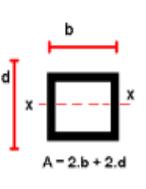
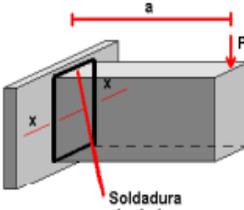
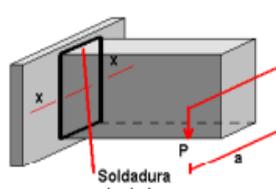
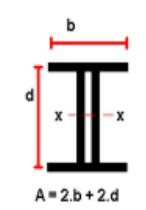
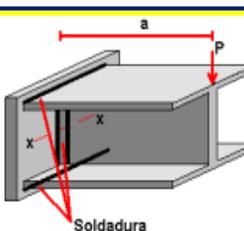
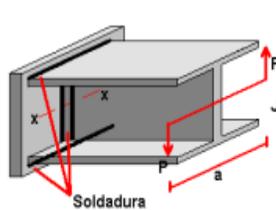
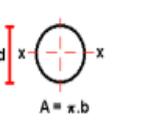
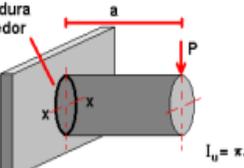
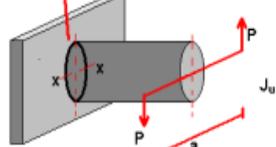
Donde:

t, es el espesor de la soldadura

lw, es la longitud total de los cordones de soldadura

Iu, es el momento resistente unitario, el cual se determina a partir de la tabla 4.24 (tomada del texto Mecanismos y Elementos de Máquinas de Pablo Ringeñi [22])

Tabla 4.24. Centroides, áreas y momentos de inercia, unitarios para diferentes configuraciones de soldaduras. [22]

Dimensiones de la soldadura	Flexión	Torsión
 <p>$\bar{y} = \frac{d^2}{(b + 2.d)}$ $A = b + 2.d$</p>	 <p>Parte inf. $I_u = \frac{2.b.d + d^2}{3}$ Parte sup. $I_u = \frac{d^2(2.b + d)}{3.(b + d)}$</p>	 <p>$J_u = \frac{(b + 2.d)^3}{12} - \frac{d^2.(b + d)^2}{(b + 2.d)}$</p>
 <p>$A = 2.b + 2.d$</p>	 <p>$I_u = b.d + d^2 / 3$</p>	 <p>$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$</p>
 <p>$A = 2.b + 2.d$</p>	 <p>$I_u = b.d + d^2 / 3$</p>	 <p>$J_u = \frac{b^3 + 3.b.d^2 + d^3}{6}$</p>
 <p>$A = \pi.b$</p>	 <p>$I_u = \pi.(d^2 / 4)$</p>	 <p>$J_u = \pi.(d^2 / 4)$</p>

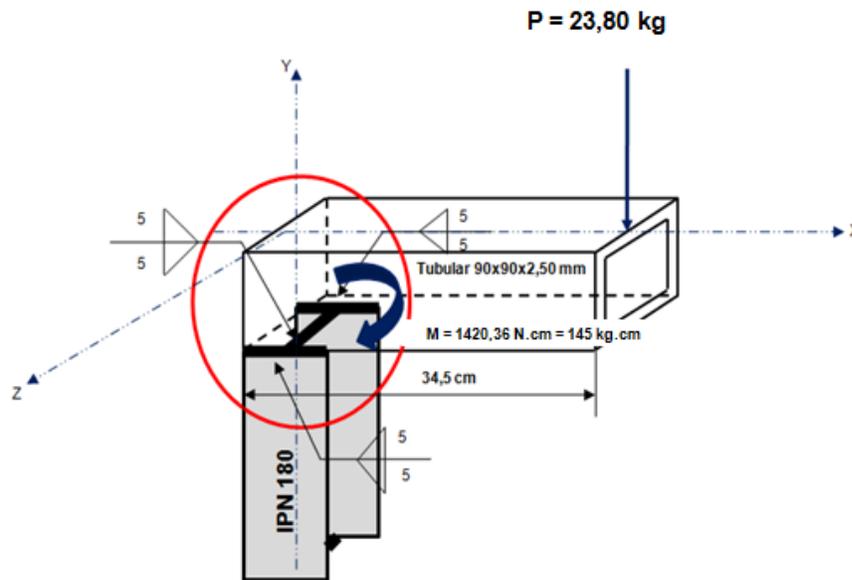


Figura 4.38. Diagrama de cuerpo libre para la unión entre viga superior, tubular cuadrado 90x90x2,5 mm y columna, IPN 180. [Propia]

Y el esfuerzo total generado en la unión es:

$$S_{total} = \sqrt{S_1^2 + S_2^2} \quad (4.44)$$

Sustituyendo, se tiene que:

$$S_1 = \frac{23,80 \text{ kg}}{\sum[2 * (8,2 \text{ cm}) + 2 * (18 \text{ cm})] * 0,5 \text{ cm}} = 0,91 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Además de:

$$S_2 = \frac{(145 \text{ kg} \cdot \text{cm}) * (9 \text{ cm})}{I} = \frac{1305 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2}{t * lw * Iu}$$

Donde I es igual a:

$$I = 0,5 \text{ cm} * (8,2 \text{ cm} + 18 \text{ cm} + 18 \text{ cm} + 8,2 \text{ cm}) * \left[(8,2 \text{ cm}) * (18 \text{ cm}) + \frac{(18 \text{ cm})^2}{3} \right]$$

$$I = 6696,72 \text{ cm}^4$$

Y

$$S_2 = \frac{1305 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2}{6696,72 \text{ cm}^4} = 0,11 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Luego,

$$S_{total} = \sqrt{\left(0,91 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + \left(0,19 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2} = 0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Para saber, si la junta soporta o no la aplicación, se debe calcular el factor de seguridad en cada caso; razón por la cual hay que verificar la desigualdad, según las normas COVENIN 1618-98 y AWS D1.1-1:

$$S_{adm \text{ electrodo}} \leq 0,4 * S_y \text{ material base} \quad (4.45)$$

En este caso, el esfuerzo admisible del electrodo es:

$$S_{adm \text{ electrodo}} = 0,3 * S_u = 0,3 * \left(4220 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right) = 1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Obteniendo el esfuerzo último del electrodo E60XX, de la tabla 4.25, según recomendación de la norma AWS D1.1-1.

Esta selección, se basa en la recomendación de la norma AWS D1.1-1, sobre los tipos de electrodos para la unión de materiales estructurales, tal como se muestra en la tabla 4.26

Tabla 4.25. Resistencia última y admisible para tipos de electrodos.

[21]

ELECTRODOS	Su (kg/cm ²)	Sadm (kg/cm ²)
E60XX	4220	1266
E70XX	4920	1480
E80XX	5630	1690
E90XX	6330	1900
E100XX	7030	2110
E110XX	7730	2320

Tabla 4.26. Tipos de electrodos, según el material a unir. [21]

Metal base	Electrodos	Máximo Fy del metal base (kg/cm ²)
SIDRO PS25, DIN ST37, ST42, ASTM A36, ASTM A53 Grado B, ASTM A375, ASTM A500, ASTM A529 y ASTM A570 Grado D y E	E60XX E70XX	Fy ≤ 3515
SIDORALTEN, ASTM A242, ASTM A441, ASTM A 571 Grados 42 a 60, ASTM A588, DIN ST52	E70XX	Fy ≤ 3800
ASTM A572 Grado 65	E80XX	Fy ≤ 4150
ASTM A514 espesores mayores a 63 mm	E100XX	Fy ≤ 7030
ASTM A514 espesores menores o iguales a 63 mm	E110XX	Fy ≤ 7030

Mientras que, para el material base, ASTM A36 (IPN 180) y ASTM A 500 Grado C (tubular cuadrado 90x90x2,5 mm), los esfuerzos de fluencia, máximos, son respectivamente:

$$S_{yASTM A36} = 2530 \text{ a } 3200 \text{ kg/cm}^2$$

y

$$S_{yASTM A500 \text{ Grado C}} = 3515 \text{ kg/cm}^2 \text{ a } 4335 \text{ kg/cm}^2$$

Luego, para el material base ASTM A36, se tiene que:

$$1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \leq 0,4 * \left(3200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < 1280 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Y para material base ASTM A500 Grado C:

$$1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \leq 0,4 * \left(4335 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < 1734 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

En ambos casos se cumple la solicitud de la norma COVENIN 1618-98 y AWS D1.1-1, contemplado en la desigualdad de la ecuación (4.43). Por lo tanto, el electrodo E60XX es el adecuado para la aplicación.

En tal sentido, el factor de seguridad en el caso d.1, es:

a) Para el electrodo:

$$FS_{\text{electrodo}} = \frac{0,3 * S_u}{S_{\text{total}}} = \frac{0,3 * \left(4220 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = \frac{1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 1361,29 > 1$$

b) Para el material base:

$$FS_{\text{metal base}} = \frac{0,6 * S_u}{S_{\text{total}}} = \frac{0,6 * \left(3200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = \frac{1920 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 2064,51 > 1$$

El factor de seguridad, en ambos casos, resultó ser mayor que 1; pero en valores muy altos, ello presume sobredimensionamiento. No obstante, el diseño es seguro y la soldadura no fallará.

Para el caso d.2, los espesores a unir son: 1,59 mm (placa de anclaje ASTM A36) y 10,4 mm (IPN 180); razón por la cual se toma un espesor de 5 mm, para la garganta efectiva de la soldadura, según tabla 4.24.

En la figura 4.39, se muestra el correspondiente diagrama de cuerpo libre para la unión entre columna, IPN 180 y placa de anclaje ASTM A36.

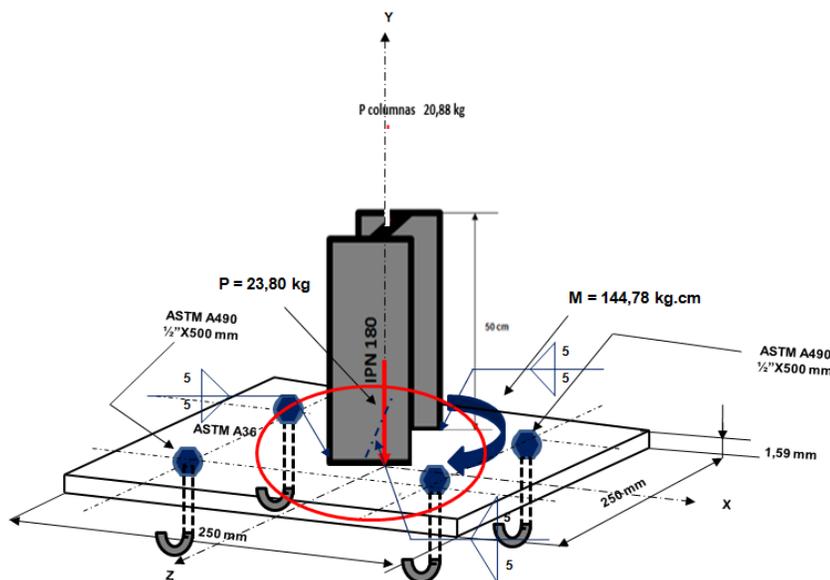


Figura 4.39. Diagrama de cuerpo libre para la unión entre columna, IPN 180 y placa de anclaje ASTM A36. [Propia]

Sustituyendo en las ecuaciones (4.39) y (4.40), se tiene que:

$$S_1 = \frac{23,80 \text{ kg}}{\sum[2 * (8,2 \text{ cm}) + 2 * (18 \text{ cm})] * 0,5 \text{ cm}} = 0,91 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Además de:

$$S_2 = \frac{(145 \text{ kg} \cdot \text{cm}) * (9 \text{ cm})}{6696,72 \text{ cm}^4} = \frac{1305 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2}{6696,72 \text{ cm}^4} = 0,19 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Luego,

$$S_{total} = \sqrt{\left(0,91 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + \left(0,19 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2} = 0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

En tal sentido, el factor de seguridad en el caso d.2, es:

a) Para el electrodo:

$$FS_{electrodo} = \frac{0,3 * S_u}{S_{total}} = \frac{0,3 * \left(4220 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = \frac{1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 1361,29 > 1$$

b) Para el material base:

$$FS_{metal \text{ base}} = \frac{0,6 * S_u}{S_{total}} = \frac{0,6 * \left(3200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = \frac{1920 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{0,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 2064,51 > 1$$

El factor de seguridad, en ambos casos, resultó ser mayor que 1; pero en valores muy altos, ello presume sobredimensionamiento. No obstante, el diseño es seguro y la soldadura no fallará.

Para el caso d.3, los espesores a unir son: 3,175 mm, ver figura 4.40 (placa de soporte de motor, ASTM A36) y 2,50 mm (viga superior, tubular cuadrado 90x90x2,50 mm, ASTM A500 Grado C); razón por la cual se toma un espesor de 3 mm, para la garganta efectiva de la soldadura, según tabla 4.24.

En la figura 4.40, se muestra el correspondiente diagrama de cuerpo libre.

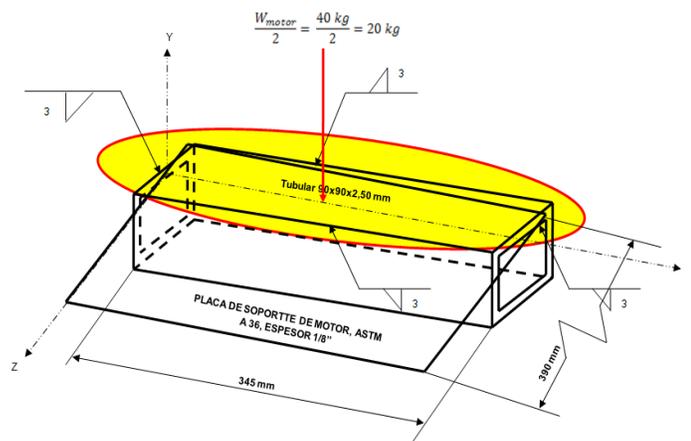


Figura 4.40. Diagrama de cuerpo libre para la unión entre placa de soporte de motor, ASTM A36 y viga superior, tubular cuadrado 90x90x2,50 mm. [Propia]

Sustituyendo, solo en la ecuación (4.39); ya que no hay esfuerzo de flexión, se tiene que:

$$S_1 = \frac{20 \text{ kg}}{\sum [2 * (9 \text{ cm}) + 2 * (34,5 \text{ cm})] * 0,3 \text{ cm}} = 0,77 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Luego,

$$S_{total} = \sqrt{\left(0,77 \frac{kg}{cm^2}\right)^2} = 0,77 \frac{kg}{cm^2}$$

En tal sentido, el factor de seguridad en el caso d.3, es:

a) Para el electrodo:

$$FS_{electrodo} = \frac{0,3 * S_u}{S_{total}} = \frac{0,3 * \left(4220 \frac{kg}{cm^2}\right)}{0,77 \frac{kg}{cm^2}} = \frac{1266 \frac{kg}{cm^2}}{0,77 \frac{kg}{cm^2}} = 1644,16 > 1$$

b) Para el material base:

$$FS_{metal\ base} = \frac{0,6 * S_u}{S_{total}} = \frac{0,6 * \left(3200 \frac{kg}{cm^2}\right)}{0,77 \frac{kg}{cm^2}} = \frac{1920 \frac{kg}{cm^2}}{0,77 \frac{kg}{cm^2}} = 20493,51 > 1$$

El factor de seguridad, en ambos casos, resultó ser mayor que 1; pero en valores muy altos, ello presume sobredimensionamiento. No obstante, el diseño es seguro y la soldadura no fallará.

4.5.1.7. Cálculos del subsistema de extracción de plástico triturado

Luego de que el material es triturado llega al fondo de la máquina, lo cual requiere de un elemento para recoger el material triturado. Como solución simplificada puede ser un simple contenedor, sin embargo esto obliga a parar la máquina y a regar material mientras no está el contenedor. Por lo tanto, se decide mejorar el diseño, adicionando un sistema de elevación de material que lo agregue a un contenedor de mayor volumen, por ejemplo, una mesa o una tolva grande para el ensacado.

La empresa RECIBAR, C.A., decidió colocar un tornillo sin fin, sistema que es muy utilizado para estas aplicaciones. Es muy ventajoso, en función

de ser un diseño muy simple, dimensiones pequeñas, fácil mantenimiento e instalación; además de tener un único elemento móvil. No obstante, también presenta desventajas, entre las que se cuentan: un alto desgaste, si se utiliza con materiales abrasivos; pero éste no es el caso.

Para el diseño del tornillo sin fin, simplemente se utilizó procedimiento recomendado por el manual o catálogo Martin 4000, siguiendo el orden o pasos definidos en la norma CEMA [23].

En la figura 4.41, se presenta un esquema representativo del tornillo transportador helicoidal, el cual debe ser inclinado, partiendo desde el fondo de la máquina, en la descarga de la misma, hasta un nivel más alto que el suelo, para descargar el material plástico, ya triturado.

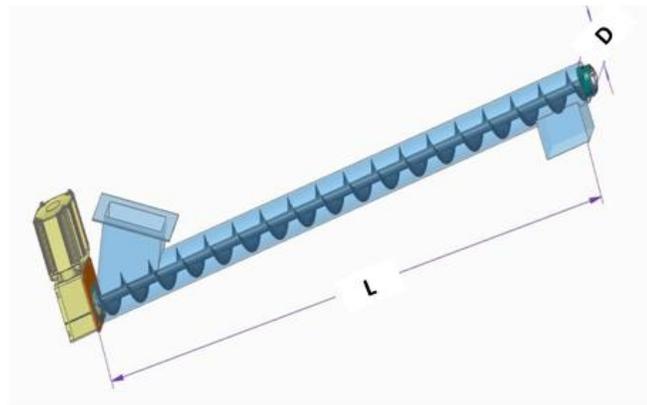


Figura 4.41. Esquema representativo del transportador helicoidal para la extracción del material plástico, ya triturado. [Propia]

En primer lugar, se determinó la capacidad de diseño para el transportador, en función de los parámetros que modifican la capacidad requerida, como lo son la cantidad de material a triturar y luego a transportar, ello con paso especial, con helicoidal especial y para transportador con paletas mezcladoras. Cada coeficiente fue seleccionado de las tablas 4.28, 4.29 y

4.30, respectivamente. Y luego se determinó dicha capacidad a través de la ecuación:

$$Cd = Creq * CF1 * CF2 * CF3 \quad (4.46)$$

Dónde:

Creq = Capacidad requerida

CF1 = Coeficiente capacidad para transportador con paso especial

CF2 = Coeficiente capacidad para transportador con helicoidal especial

CF3 = Coeficiente capacidad para transportador con paletas mezcladoras

Previamente, se documentó, mediante la revisión bibliográfica la clasificación del material siguiendo la codificación utilizada por la CEMA. (Ver tabla 4.27)

Tabla 4.27. Código de clasificación de materiales a transportar CEMA.

[23]

Clase	Características de Material	Código
Densidad	Densidad a Granel, Sin Compactar	Libras por pie cúbico
Tamaño	Muy Fino Malla No. 200 (.0029") y menor Malla No. 100 (.0059") y menor Malla No. 40 (.016") y menor	A ₂₀₀ A ₁₀₀ A ₄₀
	Fino Malla No. 6 (.132) y menor	B ₆
	Granular 3/8" y menor (malla 6" a 1/2") 3" y menor (3/8" a 3") 7" y menor (3" a 7")	C _{3/8} D ₃ D ₇
	Terrones 16" y por debajo (0" a 16") Arriba de 16" a ser especificado X=Tamaño Máximo	D ₁₆ D _X
	Irregular Fibroso, Cilíndrico, etc.	E
	Fluidez	Fluido Muy Libre Fluido Libre Fluido Promedio Fluido Lento
Abrasividad	Abrasividad Media Abrasividad Moderada Abrasividad Extrema	5 6 7
Propiedades Misceláneas o Peligrosas	Acumulación y Endurecimiento Genera Eléctrica Estática Descomposición — Se Deteriora en Almacenamiento Inflamabilidad Se Hace Plástico o Tiende a Suavizarse Muy Polvoso Al Airearse Se Convierte en Fluido Explosividad Pegajoso — Adhesión Contaminable — Afecta Uso Degradable — Afecta Uso Emite Humos o Gases Tóxicos Peligrosos Altamente Corrosivo Medianamente Corrosivo Higroscópico Se Entrelaza, Enreda o Aglomera Presencia de Aceites Se Comprime Bajo Presión Muy Ligero — Puede Ser Levantado por el Viento Temperatura Elevada	F G H J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z

Tabla 4.28. Coeficiente CF₁. [23]

Factores de Capacidad para Transportador con Paso Especial CF ₁		
Paso	Descripción	CF ₁
Estándar	Paso = Diámetro del Helicoidal	1.00
Corto	Paso = ¾ Diámetro del Helicoidal	1.50
Medio	Paso = ½ Diámetro del Helicoidal	2.00
Largo	Paso = 1½ Diámetro del Helicoidal	0.67

Tabla 4.29. Coeficiente CF₂. [23]

Factores de Capacidad para Transportador con Helicoidal Especial CF ₂			
Tipo de Helicoidal	Carga del Transportador		
	15%	30%	45%
Helicoidal con Corte	1.95	1.57	1.43
Helicoidal con Corte y Doblez	N.R.*	3.75	2.54
Helicoidal de Listón	1.04	1.37	1.62

Tabla 4.30. Coeficiente CF₃. [23]

Capacidad para Transportador con Paletas Mezcladoras CF ₃					
Paletas Estándar de Paso Invertido a 45°	Paletas por Paso				
	Ninguna	1	2	3	4
Factor CF ₃	1.00	1.08	1.16	1.24	1.32

Los coeficientes obtenidos fueron:

CF₁: 1, considerando paso estándar para paso estándar

CF₂: 1,43, considerando un helicoidal con corte y una carga del 45% (transportador 45% lleno)

CF₃: 1, considerando que no hay paletas por paso en el tornillo transportador helicoidal

Luego, conociendo la capacidad estimada de trituración, para la máquina diseñada, establecida en el párrafo 4.4, se determina la capacidad requerida por el transportador, como:

$$Cd = 28 \frac{kg}{hr} * 1 * 1,43 * 1 = 40,04 \frac{kg}{hr} = \frac{443300 \frac{lb}{hr}}{179 \frac{lb}{pie^3}} = 2.476,53 \frac{pie^3}{hr}$$

Y sabiendo que el peso específico del plástico PET, es igual a 920 kg/m³, se tiene que la capacidad de diseño para el tornillo transportador helicoidal, es igual a:

$$Cd = \frac{40,04 \frac{kg}{hr}}{920 \frac{kg}{m^3}} = 0,04 \frac{m^3}{hr} = 1,41 \frac{pie^3}{hr}$$

En la tabla 4.31, para un valor de factor de llenado igual a 45 y el diámetro seleccionado de 6 pulgadas, se tiene un transportador de tornillo con una capacidad a 1 rpm de 2,23 pie³/hr y a máxima rpm de 368 pie³/hr. Por lo tanto se procedió a calcular la velocidad del tornillo transportador para la capacidad de diseño de 1,41 pie³/hr, usando la ecuación:

$$N = \frac{Cd}{8,04 * C1rpm \left(\frac{pie^3}{hr} \right)} \quad (4.47)$$

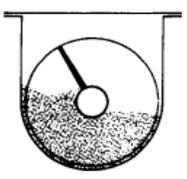
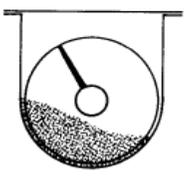
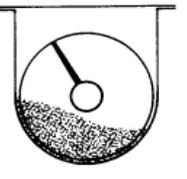
Dónde:

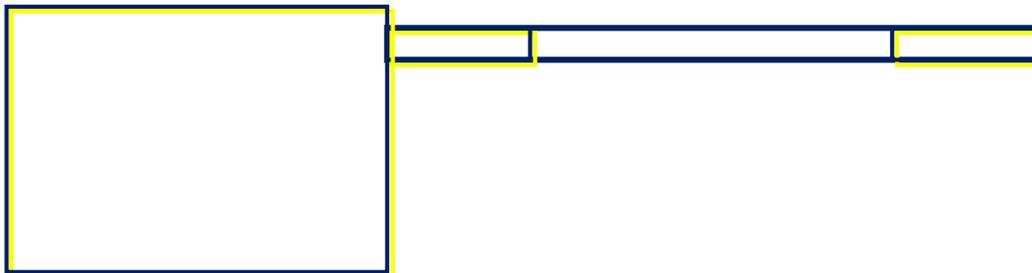
Cd = Capacidad de diseño

C1rpm = Capacidad por porcentaje de llenado del transportador

La capacidad por porcentaje de llenado se tomó directamente de la tabla 4.31, tomando como valor referencial el porcentaje de llenado asociado al tipo de material a transportar.

Tabla 4.31. Capacidades del transportador en función del factor de llenado. [23]

Carga de Artesa	Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Capacidad Pies Cúbicos por Hora (Paso Completo)		Máx. RPM
		A 1 RPM	A Máx. RPM	
45% 	4	0.62	114	184
	6	2.23	368	165
	9	8.20	1270	155
	10	11.40	1710	150
	12	19.40	2820	145
	14	31.20	4370	140
	16	46.70	6060	130
	18	67.60	8120	120
	20	93.70	10300	110
	24	164.00	16400	100
	30	323.00	29070	90
30% A 	4	0.41	53	130
	6	1.49	180	120
	9	5.45	545	100
	10	7.57	720	95
	12	12.90	1160	90
	14	20.80	1770	85
	16	31.20	2500	80
	18	45.00	3380	75
	20	62.80	4370	70
	24	109.00	7100	65
	30	216.00	12960	60
30% B 	4	0.41	29	72
	6	1.49	90	60
	9	5.45	300	55
	10	7.60	418	55
	12	12.90	645	50
	14	20.80	1040	50
	16	31.20	1400	45
	18	45.00	2025	45
	20	62.80	2500	40
	24	109.00	4360	40
	30	216.00	7560	35



Luego,

$$N = \frac{1,41 \frac{\text{pie}^3}{\text{hr}}}{8,04 * 2,23 \left(\frac{\text{pie}^3}{\text{hr}}\right)} = 0,08 \text{ rpm} < 165$$

Lo cual indica que es satisfactorio el diseño, pues cumple con la condición.

Respecto al tipo de rodamiento, en la tabla 4.32, sabiendo que para el tipo de material a transportar los componentes tienen que ser tomados del grupo B. Se selecciona entonces del grupo B los rodamientos de bola con un factor F_b igual a 1.

Para la potencia total del transportador helicoidal, se utilizó la ecuación (4.48); habiendo calculado previamente las potencias necesarias para mover el transportador vacío y luego para mover el material; utilizando para ello las ecuaciones (4.46) y (4.47).

$$HPf = \frac{L * N * Fd * Fb}{1.000.000} \quad (4.48)$$

Dónde:

L = Longitud del tornillo transportador, pie

N = Velocidad de operación, rpm

Fd = Factor del diámetro del transportador

Fb = Factor del tipo de rodamiento

Y

$$HP_m = \frac{C * L * W * F_f * F_m * F_p}{63000000} \quad (4.49)$$

Dónde:

C = Capacidad, pie³/hr

L = Longitud, pie

W = Peso del material, lbs/pie³

F_f = Factor del tipo de cinta helicoidal (ver tabla 4.35)

F_m = Factor del material (ver tabla 4.36)

F_p = Factor de paletas en la cinta helicoidal (ver tabla 4.37)

Los factores asociados a este cálculo, tanto el factor de diámetro y el factor del tipo de rodamiento, se obtuvieron de las tablas 4.33 y 4.34.

Tabla 4.32. Selección del tipo de rodamiento intermedio. [23]

Selección de Bujes para Colgantes				
Grupos de Componentes de Bujes	Tipos de Bujes	Material Recomendado para Ejes de Acoplamiento Δ	Temperatura de Operación Máxima Recomendada	F _b
B	Bolas (Rodamientos)	Estándar	180°F	1.0
L	Bronce	Estándar	300°F	1.7
S	Bronce <i>Martin</i> *	Estándar	850°F	2.0
	Bronce Grafitado	Estándar	500°F	
	Bronce Impregnado de Aceite	Estándar	200°F	
	Madera Impregnado de Aceite	Estándar	160°F	
	Nylatron	Estándar	250°F	
	Nylon	Estándar	160°F	
	Teflon	Estándar	250°F	
H	UHMW	Estándar	225°F	3.4
	Uretano	Estándar	200°F	
	Hierro Endurecido <i>Martin</i> *	Endurecido	500°F	
	Hierro Endurecido	Endurecido	500°F	
	Sup. Endurecida	Endurecido o Especial	500°F	
H	Stellite	Especial	500°F	4.4
	Cerámica	Especial	1000°F	

Tabla 4.33. Factor del diámetro del transportador. [23]

Factor del Diámetro del Transportador, F_d			
Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Factor F_d	Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Factor F_d
4	12.0	14	78.0
6	18.0	16	106.0
9	31.0	18	135.0
10	37.0	20	165.0
12	55.0	24	235.0
		30	300.0

Tabla 4.34. Factor del tipo de rodamiento. [23]

Factor del Buje para Colgante		
Tipo de Buje		Factor del Buje para Colgante F_b
B	Rodamiento de Bolas	1.0
L	Bronce <i>Martín</i>	2.0
S	* Bronce Grafitado * Bronce, Impregnado en Aceite * Madera, Impregnado en Aceite * Nylatron * * Nylon * Teflón * UHMH * Uretano	2.0
	* Hierro Endurecido <i>Martín</i>	3.4
H	* Superficie Endurecida * Stellite * Cerámica	4.4

Luego, para el cálculo de la potencia, necesaria para mover el transportador vacío, se tiene un factor de diámetro F_d igual a 18 (diámetro 6") según la tabla 4.33 y un factor de rodamiento F_b de 1; además, se estima la longitud del transportador en 4500 mm. Luego se obtiene que:

$$HP_f = \frac{14,76 \text{ pie} * 0,08 \text{ rpm} * 18 * 1}{1000000} = 2,12 * 10^{-5} \text{ HP}$$

Tabla 4.35. Factor de porcentaje por carga del transportador. [23]

Tipo de Helicoidal	F_f Factor por porcentaje de carga de transportador			
	15%	30%	45%	95%
Estándar	1.0	1.0	1.0	1.0
Helicoidal con Corte	1.10	1.15	1.20	1.3
Con Corte y Doblez	N.R.*	1.50	1.70	2.20
Helicoidal de Listón	1.05	1.14	1.20	—
*No recomendada				

Tabla 4.36. Factor de material, Co o Fm. [23]

Material	Co Empírico
Harina, serrín, productos granulosos	1,6
Turba, sosa, polvo carbón, plástico, sal, azúcar, semillas	2,5
Antracita, carb+on, rocas, hierro	3,3
Yeso, arcilla, arena, cemento, cal	4

Tabla 4.37. Factor de paletas en la cinta helicoidal, F_p . [23]

Número de Paletas por Paso	Factor de Paleta, F_p				
	Paletas Estándar por Paso. Paletas Ajustadas a 45° Paso Invertido				
	0	1	2	3	4
Factor de Paleta — F_p	1.0	1.29	1.58	1.87	2.16

Y

$$HP_m = \frac{1,41 \frac{pie^3}{hr} * 14,76 pie * 57,43 \frac{lb}{pie^3} * 1,20 * 2,5 * 1}{63.000.000} = 5,69 * 10^{-5} Hp$$

Seleccionando los valores $F_f = 1,20$ en tabla 4.35; $F_m = 2,5$ en tabla 4.36 y $F_p = 1$ en tabla 4.37. Por lo tanto, la suma de las dos potencias HP_f y HP_m sirvió para obtener el factor de sobrecarga de la gráfica (ver figura 4.41).

Luego sumando $HP_f + HP_m$, resulta:

$$HP_f + HP_m = 2,12 * 10^{-5} HP + 5,69 * 10^{-5} HP = 7,81 * 10^{-5} HP$$

$$HP_f + HP_m \approx 0,2$$

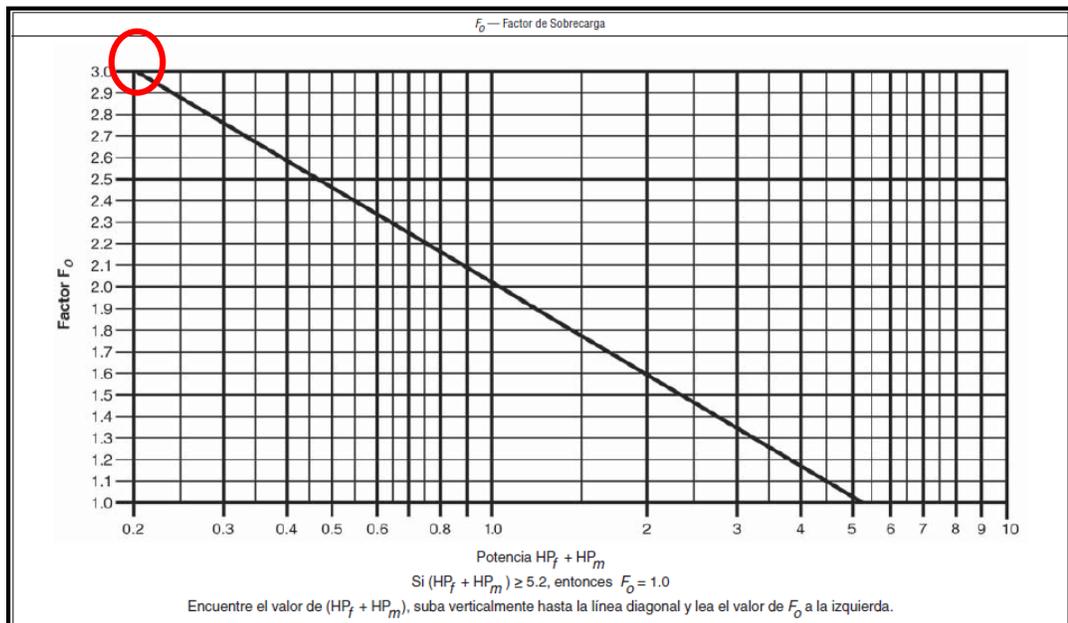


Figura 4.42. Gráfica de factor de sobrecarga en tornillos transportadores helicoidales. [23]

Ahora con HP_{total} , $7,81 * 10^{-5} HP$, por ser muy pequeño, se aproxima al valor mínimo de la gráfica (ver figura 4.42); es decir, a 0,2; y se obtiene el factor de carga F_o , aproximadamente igual a 3; ya que $HP_f + HP_m$, resultó ser menor que 5,2.

Al tener el factor de carga F_o , la potencia total de accionamiento es:

$$HP_{total} = \frac{(0,2 \text{ HP}) * 3}{0,95} = 0,63 \text{ HP} \approx 0,75 \text{ HP} = 3/4 \text{ HP}$$

Esto, considerando un factor de eficiencia, en las transmisiones, del 95% para un motor reductor con acople en la tabla 4.38.

Tabla 4.38. Factor de eficiencia de las transmisiones. [23]

Factor de Eficiencia (e) de las Transmisiones				
Transmisión para Transportador Helicoidal o Montado en Eje con Transmisión de Bandas en "V"	Reductor de Engranajes Helicoidales con Transmisión de Bandas en V y Cople	Motorreductor con Cople	Motorreductor con Transmisión de Cadena	Corona Sinfín
.88	.87	.95	.87	Consulte a <i>Martin</i>

Para determinar el torque generado, se aplicó la ecuación (4.50):

$$Torque = \frac{P}{n} = \frac{63,025 * HP}{rpm} \quad (4.50)$$

Dónde:

T = torque

P = Potencia del motor, HP

n = Velocidad del tornillo transportador, rpm (de 0,08 rpm se aumentan a 1 rpm, por ser muy pequeña)

Luego,

$$Torque = \frac{P}{n} = \frac{63,025 * (0,75 HP)}{1} = 42,27 lb.pulg = 54,41 kg.cm$$

Al comparar el resultado con los valores que se muestran en la tabla 4.39, se puede decir que el torque está por debajo de los máximos recomendados en el manual CEMA/Martin, para un diámetro de eje del tornillo aproximado de 3-1/4" (82,55 mm).

Tabla 4.39. Capacidad torsional para los componentes de tornillos transportadores helicoidales. [23]

Acoplamiento	Tubo		Ejes		Pernos				
	Cod. 40		Torque (lb-Pulgadas)*		Diámetro del Perno (Pulgadas)	Pernos al Corte (lb-Pulgadas)¶		Resistencia de los Borneos (lb-Pulgadas)	
	Tamaño (Pulgadas)	Torque (lb-Pulgadas)	Estándar CEMA (C-1018)	Estándar ANSI (C-1945)		No. de Pernos		No. de Pernos	
						2	3	2	3
1	1½	3,140	820	999	%	1,380	2,070	1,970	2,955
1½	2	7,500	3,070	3,727	%	3,660	5,490	5,000	7,500
2	2½	14,250	7,600	9,233	%	7,600	11,400	7,860	11,790
2½	3	23,100	15,090	18,247	%	9,270	13,900	11,640	17,460
3	3½	32,100	28,370	34,427	%	16,400	24,600	15,540	23,310
3	4	43,000	28,370	34,427	%	16,400	24,600	25,000	37,500
3½	4	43,300	42,550	51,568	%	25,600	38,400	21,800	32,700

4.5.1.8. Simulaciones

Para el análisis estático del comportamiento modelado ante las tensiones axiales de Von Mises, desplazamiento y factor de seguridad, se consideraron, elementos como el eje del rodillo, el volante de inercia y el elemento cajón que soporta las cuchillas. La estructura de soporte no se simuló; ya que analíticamente presentó un sobre dimensionamiento, debido a que se utilizaron para los cálculos los tamaños de perfiles sugeridos por la empresa RECIBAR, C.A.

En las figuras 4.43 a 4.44, se muestran los análisis del eje del rodillo, cuyos resultados para el desplazamiento y factor de seguridad, son: $5,88 \times 10^{-1}$ mm y 1,3, respectivamente. El desplazamiento es pequeño y no presume falla por deflexión; mientras que el factor de seguridad es mayor que la unidad y por ende el diseño es seguro.

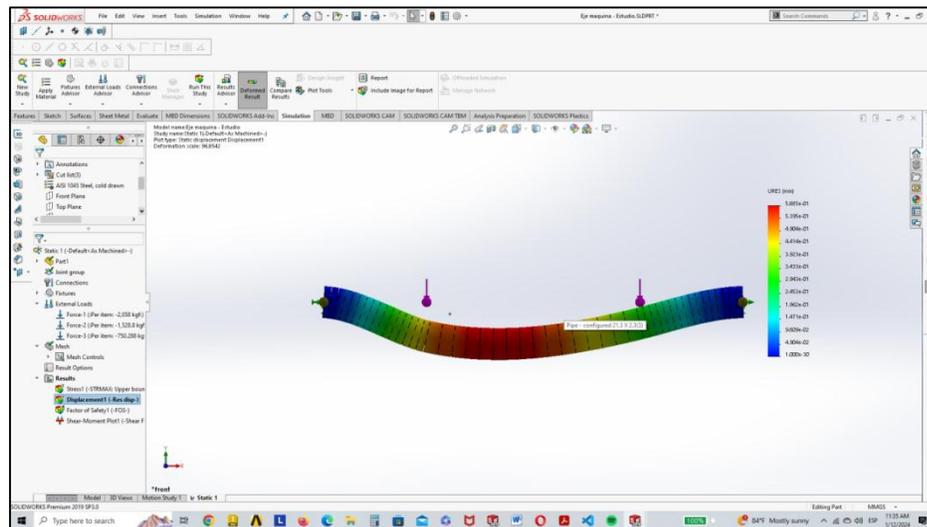


Figura 4.43. Estudio del desplazamiento en el eje del rodillo a partir del software Solid Works. [Solid Works]

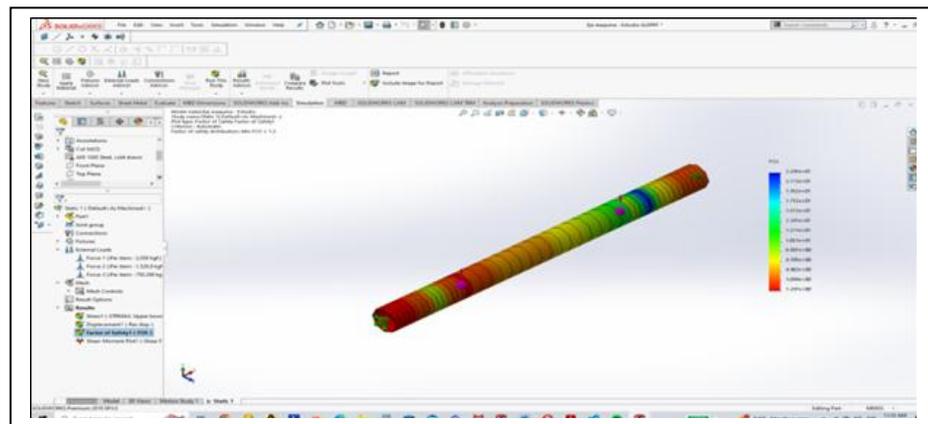


Figura 4.44. Estudio del factor mínimo de seguridad requerido en el eje del rodillo a partir del software Solid Works. [Solid Works]

Mientras que para el cajón, soporte de las cuchillas, se analizaron las tensiones de Von Mises y el factor de seguridad mínimo requerido, obteniendo un esfuerzo máximo de 85,45 kPa, el cual es menor que el límite elástico del material (351600 kPa); razón por la cual se tiene que el diseño del cajón a partir del software, resultó satisfactorio. Así mismo, se obtuvo un factor de seguridad, mínimo requerido, igual a 411, lo cual presume un

sobredimensionamiento; no obstante, el diseño es seguro, puesto que el valor es mucho mayor a la unidad. En las figuras 4.45 a 4.46, se muestran los estudios antes mencionados.

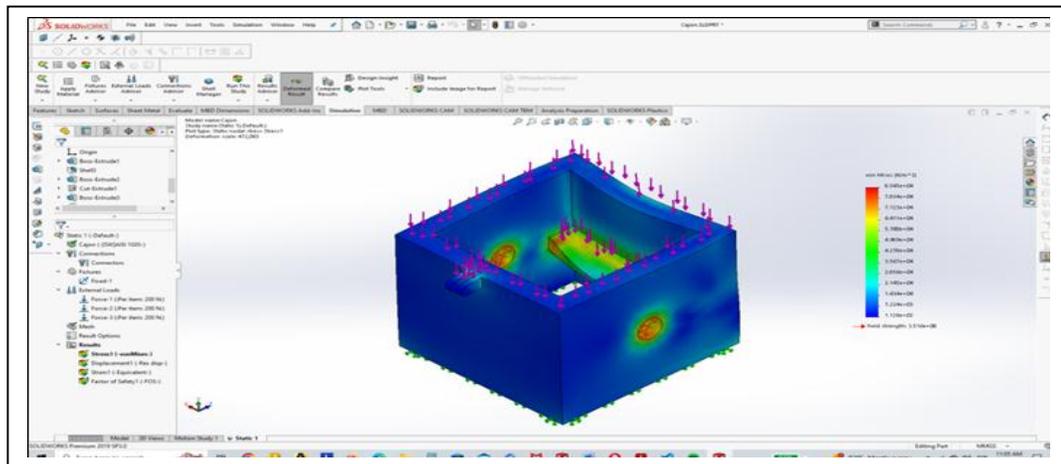


Figura 4.45. Estudio de las tensiones axiales de Von Mises para el elemento cajón de soporte de cuchillas a partir del software Solid Works. [Solid Works]

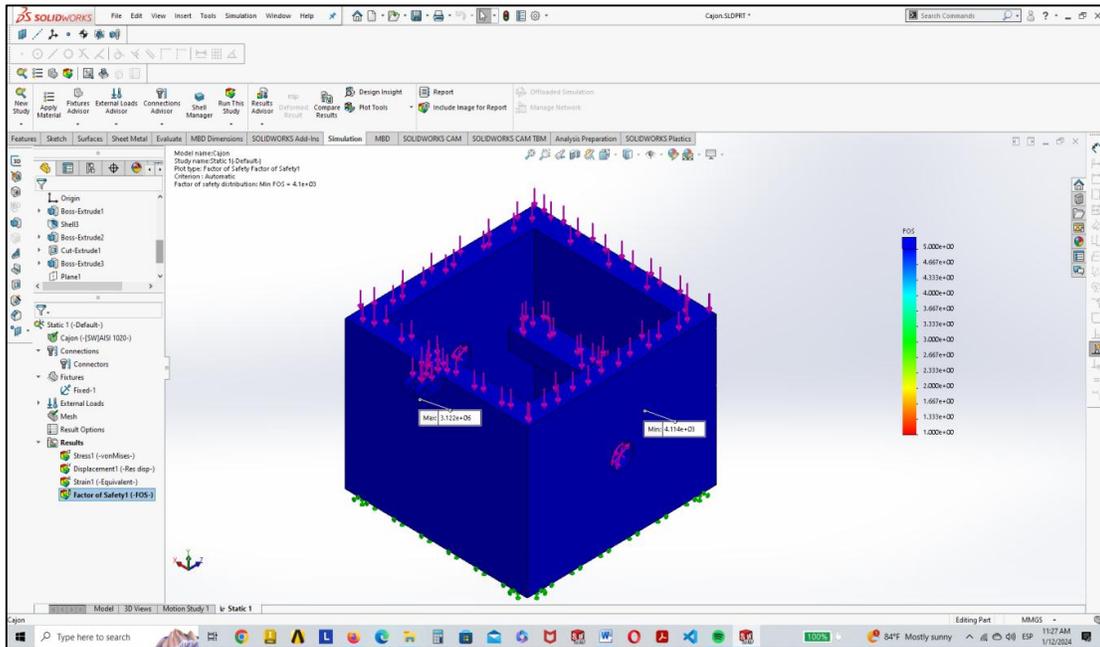


Figura 4.46. Estudio del factor de seguridad mínimo requerido para el elemento cajón de soporte de cuchillas a partir del software Solid Works. [Solid Works]

Finalmente, en las figuras 4.47 a 4.49, se muestran los resultados obtenidos en el modelado del volante de inercia, para el estudio de las tensiones de Von Mises, la deformación unitaria y el factor de seguridad, mínimo requerido. El valor del esfuerzo o tensión de Von Mises, máximo, obtenido fue de $7,19 \times 10^6$ Pa; mientras que el límite elástico del material del mismo es igual a 2×10^8 Pa, lo cual indica que el esfuerzo máximo generado, es menor al límite elástico del material; razón por la cual, el volante no fallará al respecto. En cuanto a la deformación unitaria, ésta corresponde a un valor máximo de 2,07 mm/mm, el cual es pequeño; aunque no hay parámetro con quien compararlo, se presume que no se presentara falla en este elemento por este concepto. Y sobre el factor de seguridad mínimo requerido, el valor obtenido fue de 28. Este valor es mayor que 1, está dentro de la zona segura de diseño y por ende el diseño del volante, es satisfactorio.

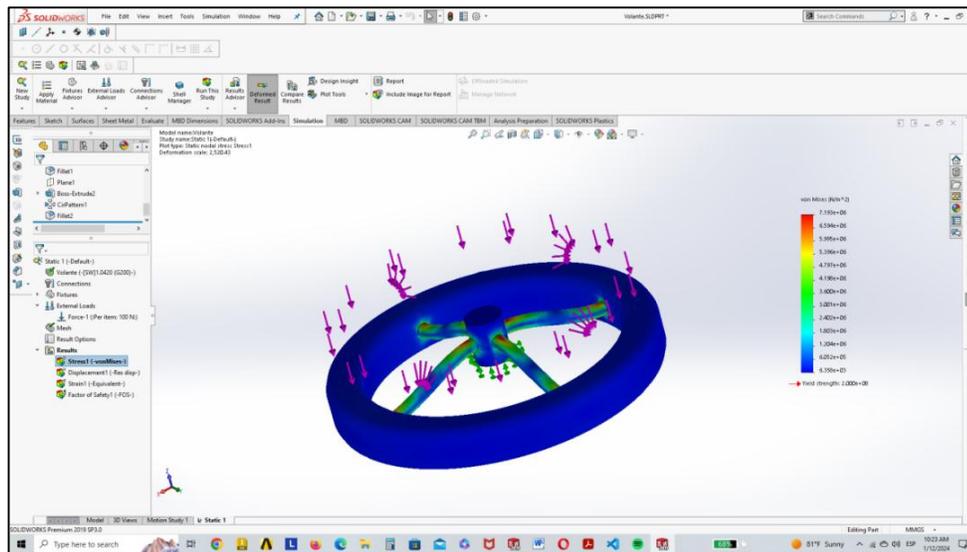


Figura 4.47. Estudio de las tensiones de Von Mises en el volante de inercia a partir del software Solid Works. [Solid Works]

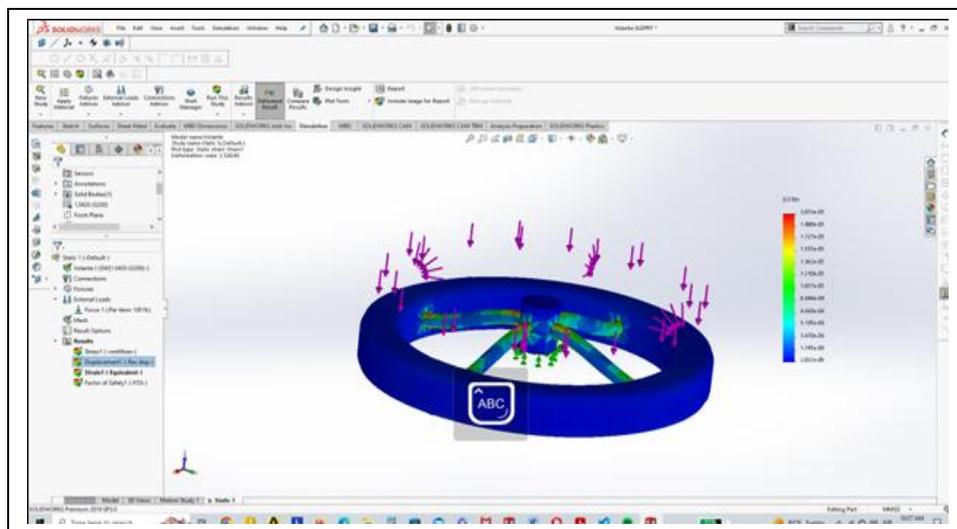


Figura 4.48. Estudio de la deformación unitaria en el volante de inercia a partir del software Solid Works. [Solid Works]

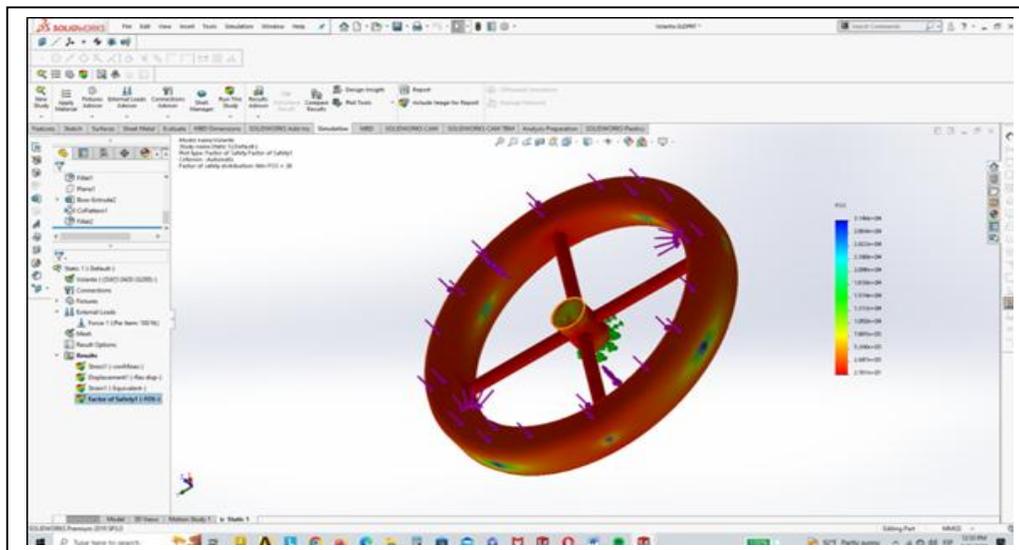


Figura 4.49. Estudio del factor de seguridad, mínimo requerido, a partir del software Solid Works. [Solid Works]

4.5.1.9. Planos

Los planos se muestran a continuación en las figuras 4.50 a 4.61, generados a partir del software Solid Works, donde se indican las dimensiones, cantidad y calidad de los materiales que constituyen los elementos de máquinas y estructurales diseñados.

En tal sentido, en la figura 4.50, se presenta un dibujo de conjunto y en las subsiguientes, los planos de los elementos componentes.

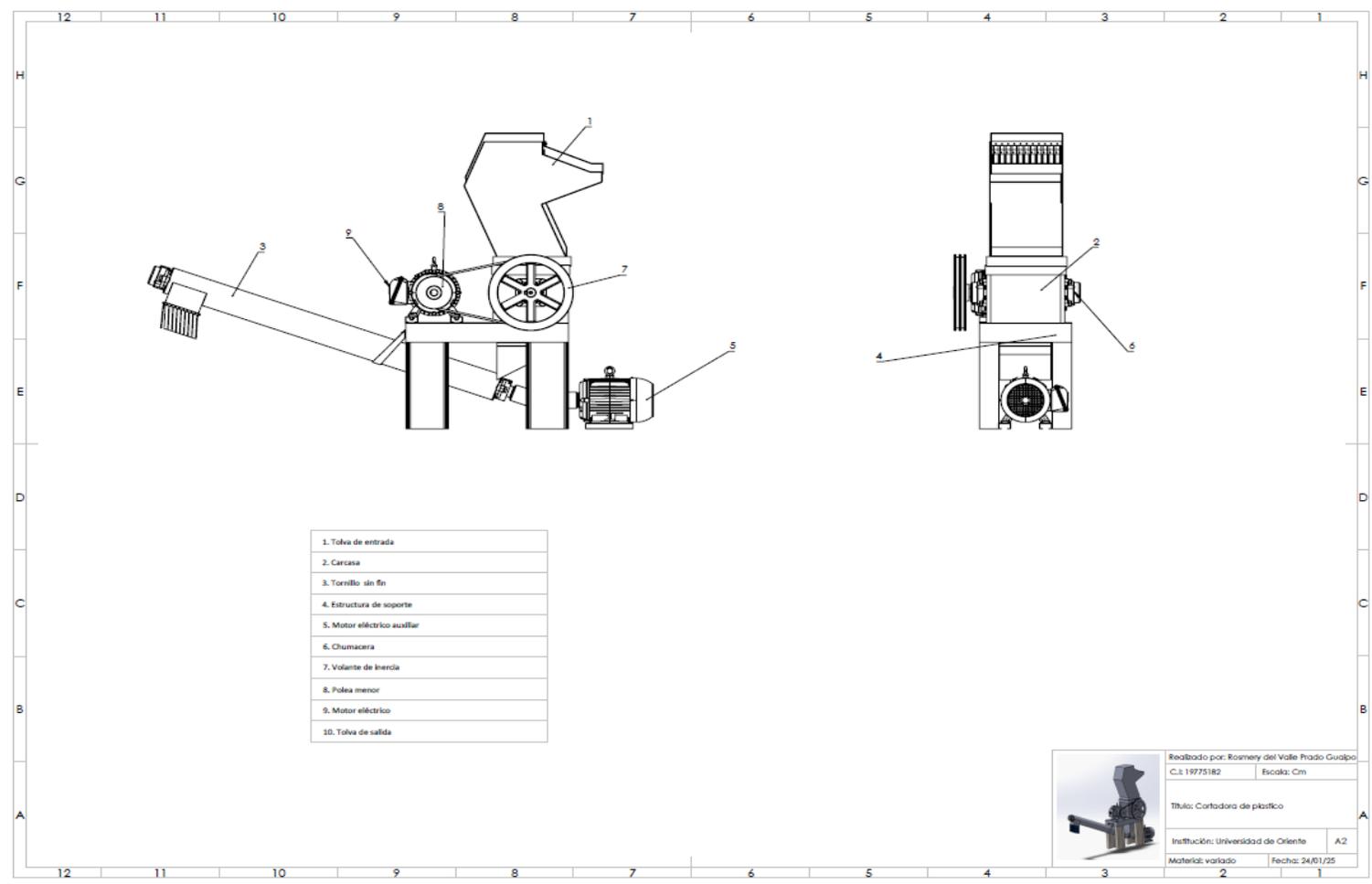


Figura 4.50. Plano 1/12, dibujo de conjunto. [Solid Works]

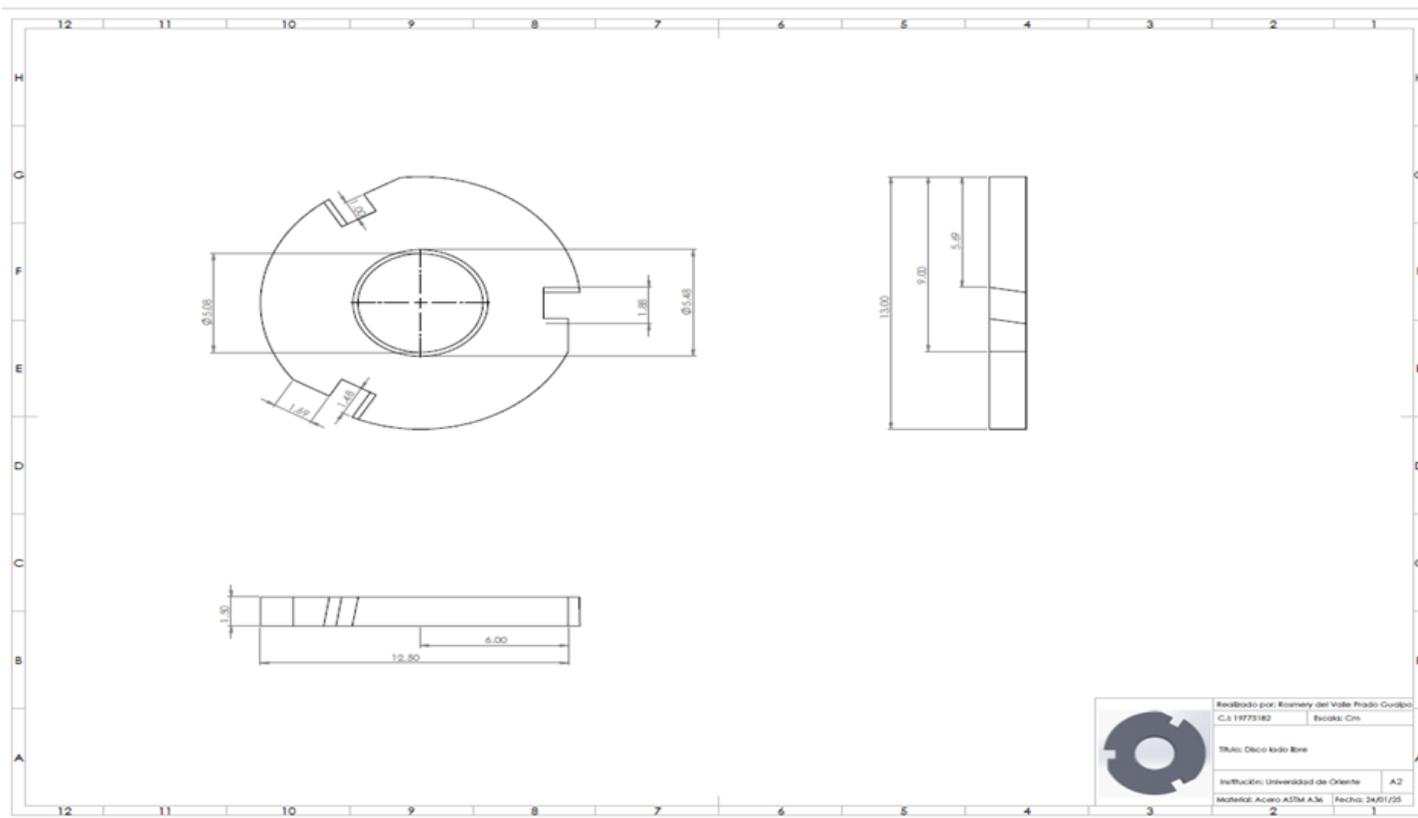


Figura 4.51. Plano 2/12, disco lado externo. [Solid Works]

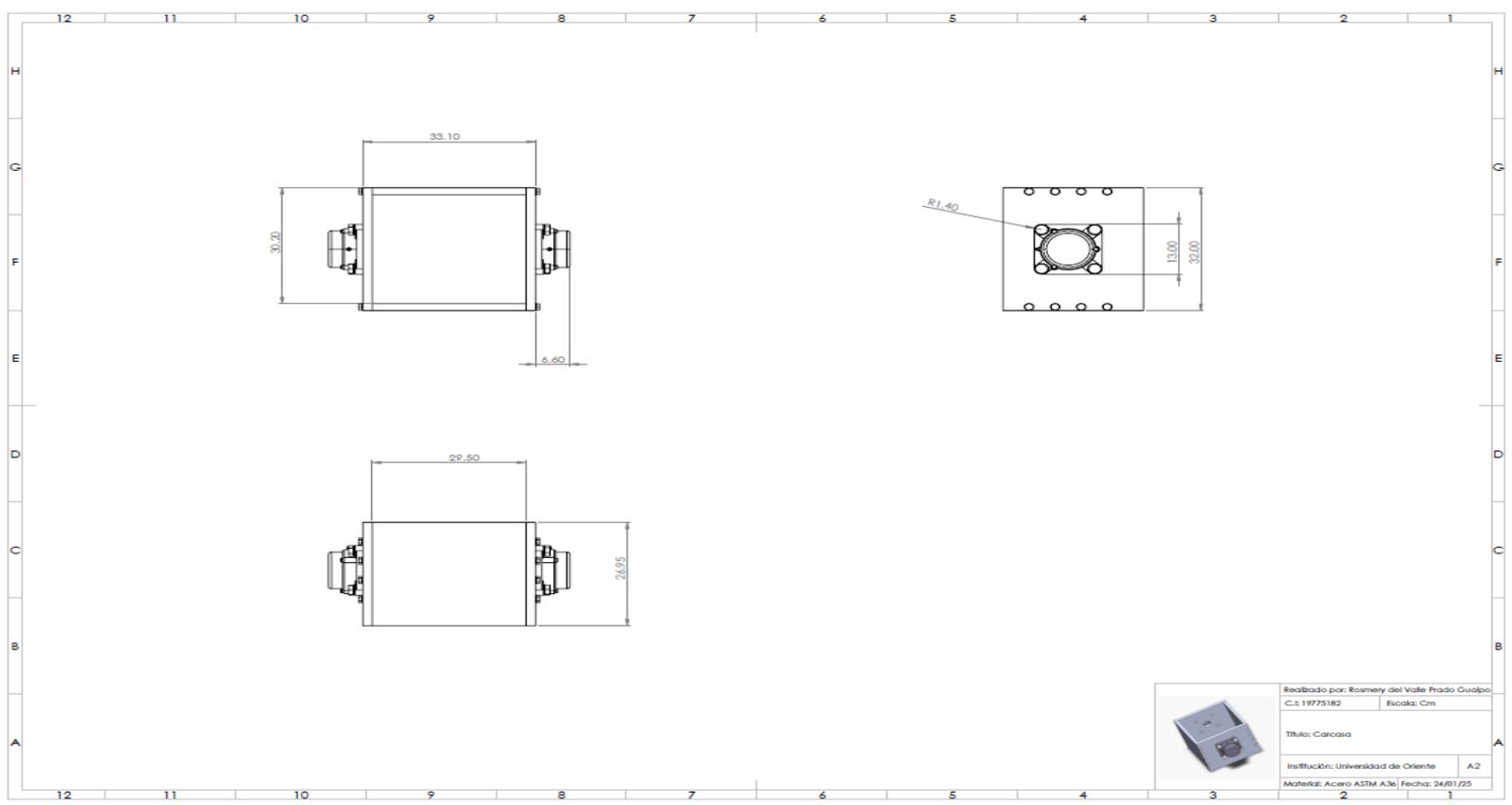


Figura 4.52. Plano 3/12, cajón de soporte o carcasa. [Solid Works]

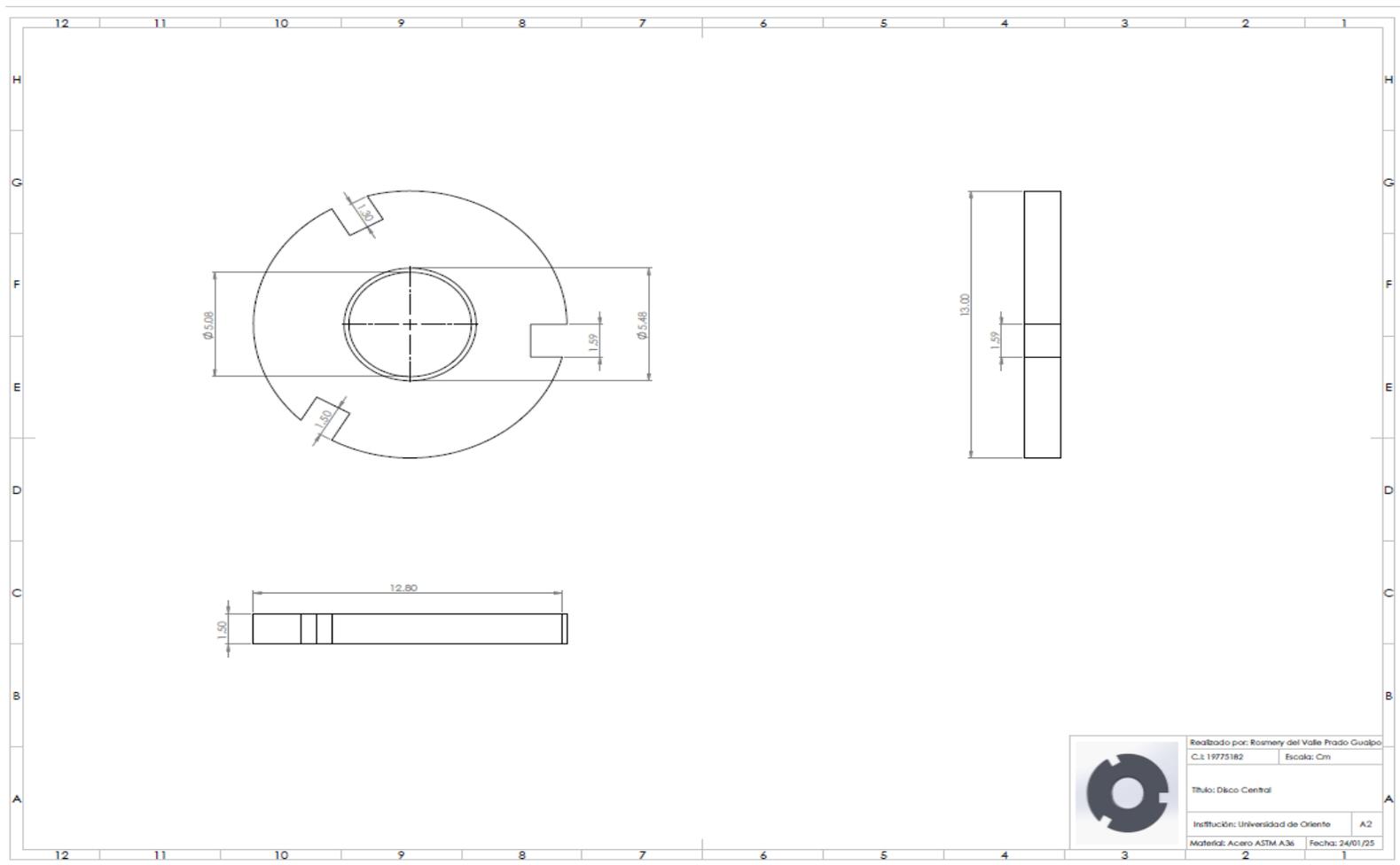


Figura 4.53. Plano 4/12, disco central. [Solid Works]

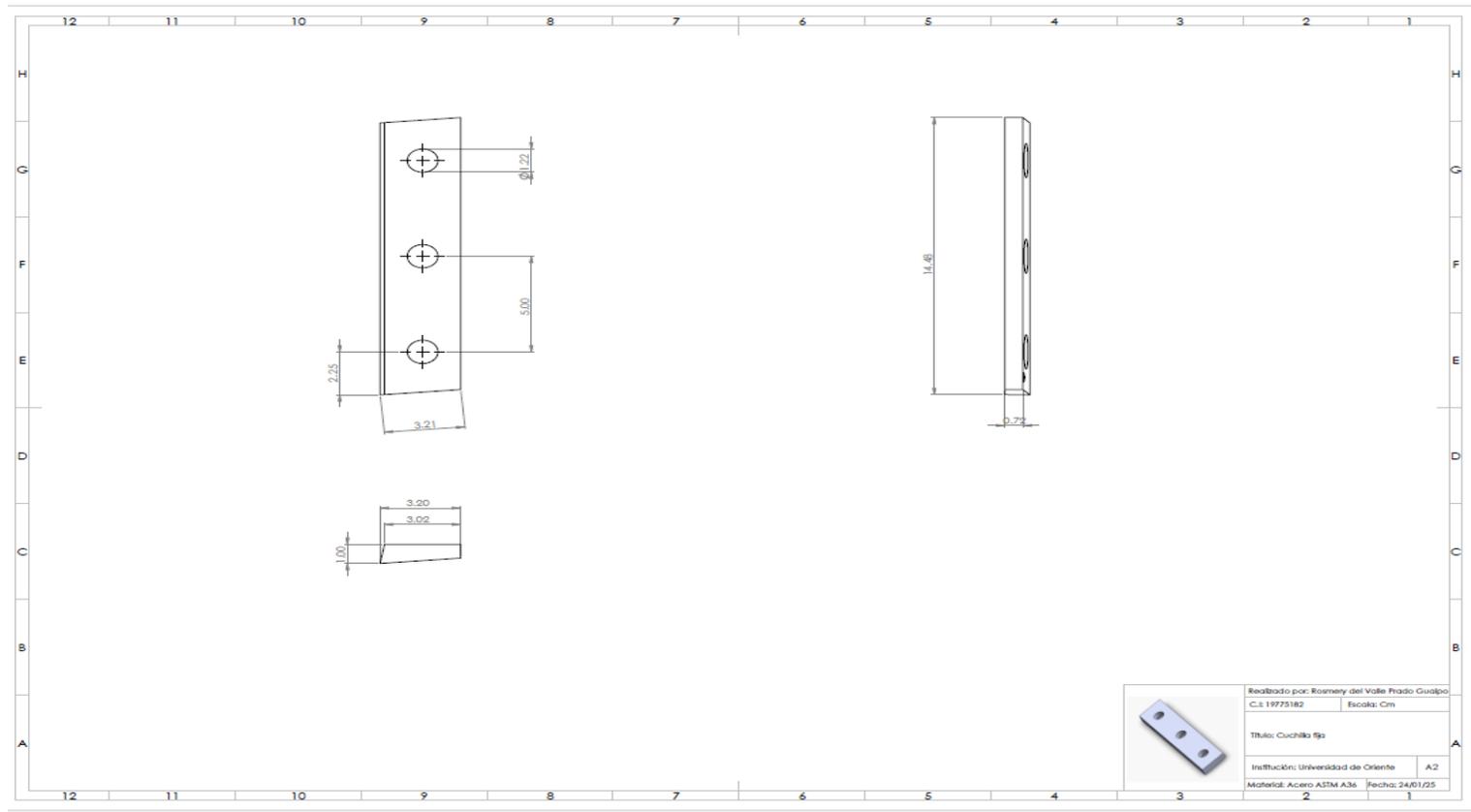


Figura 4.54. Plano 5/12, cuchillas fijas. [Solid Works]

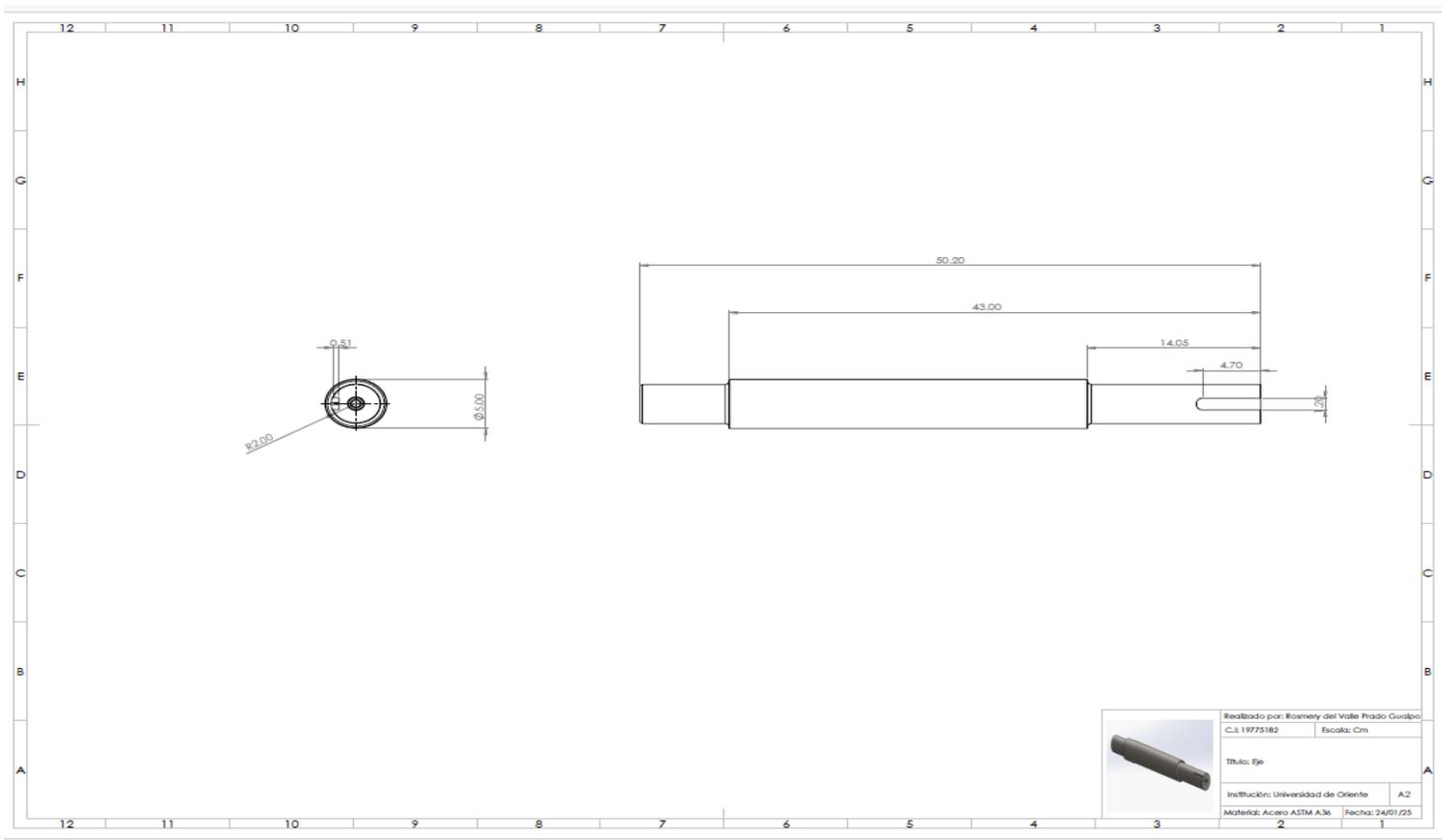


Figura 4.55. Plano 6/12, eje. [Solid Works]

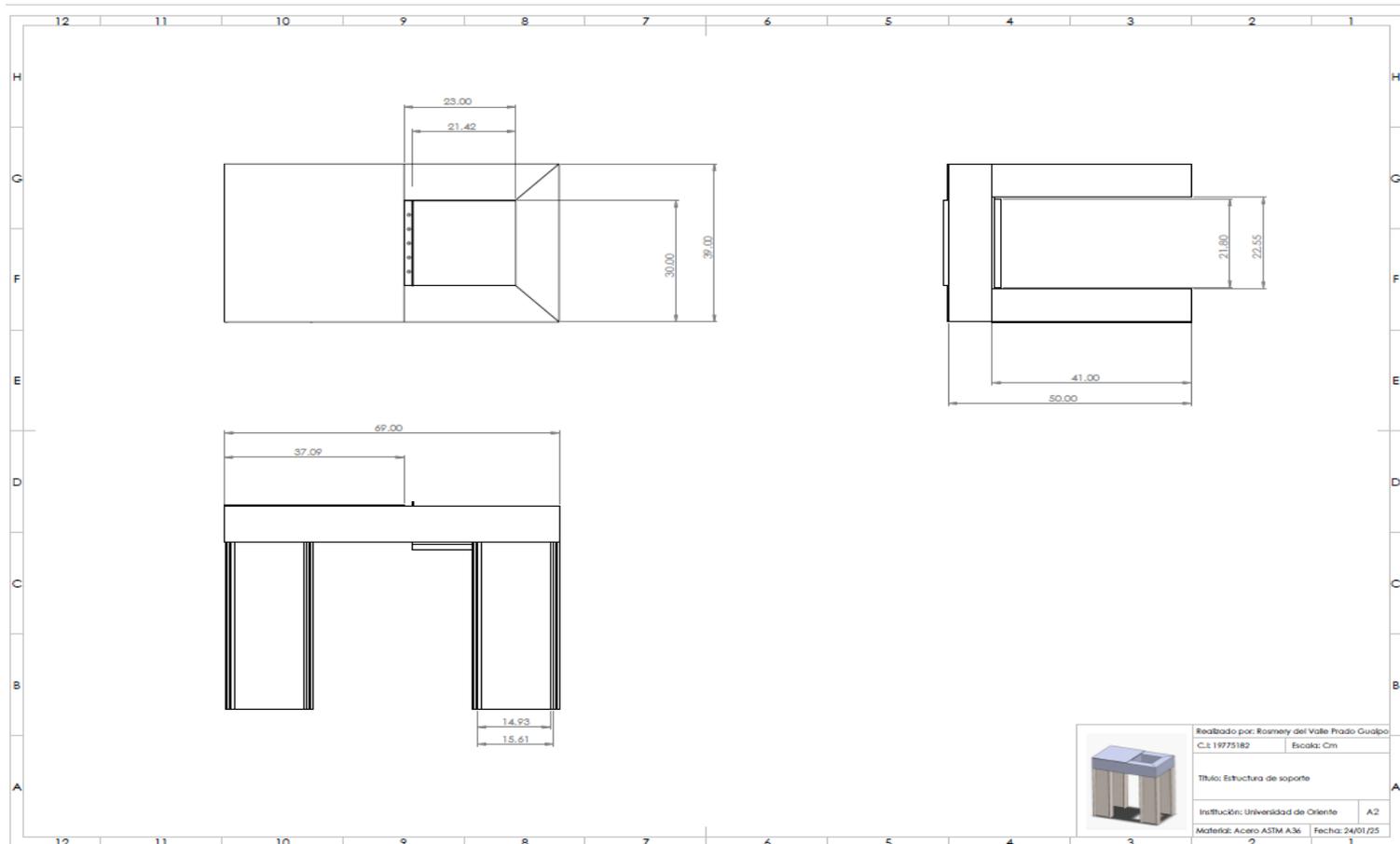


Figura 4.56. Plano 7/12, estructura de soporte. [Solid Works]

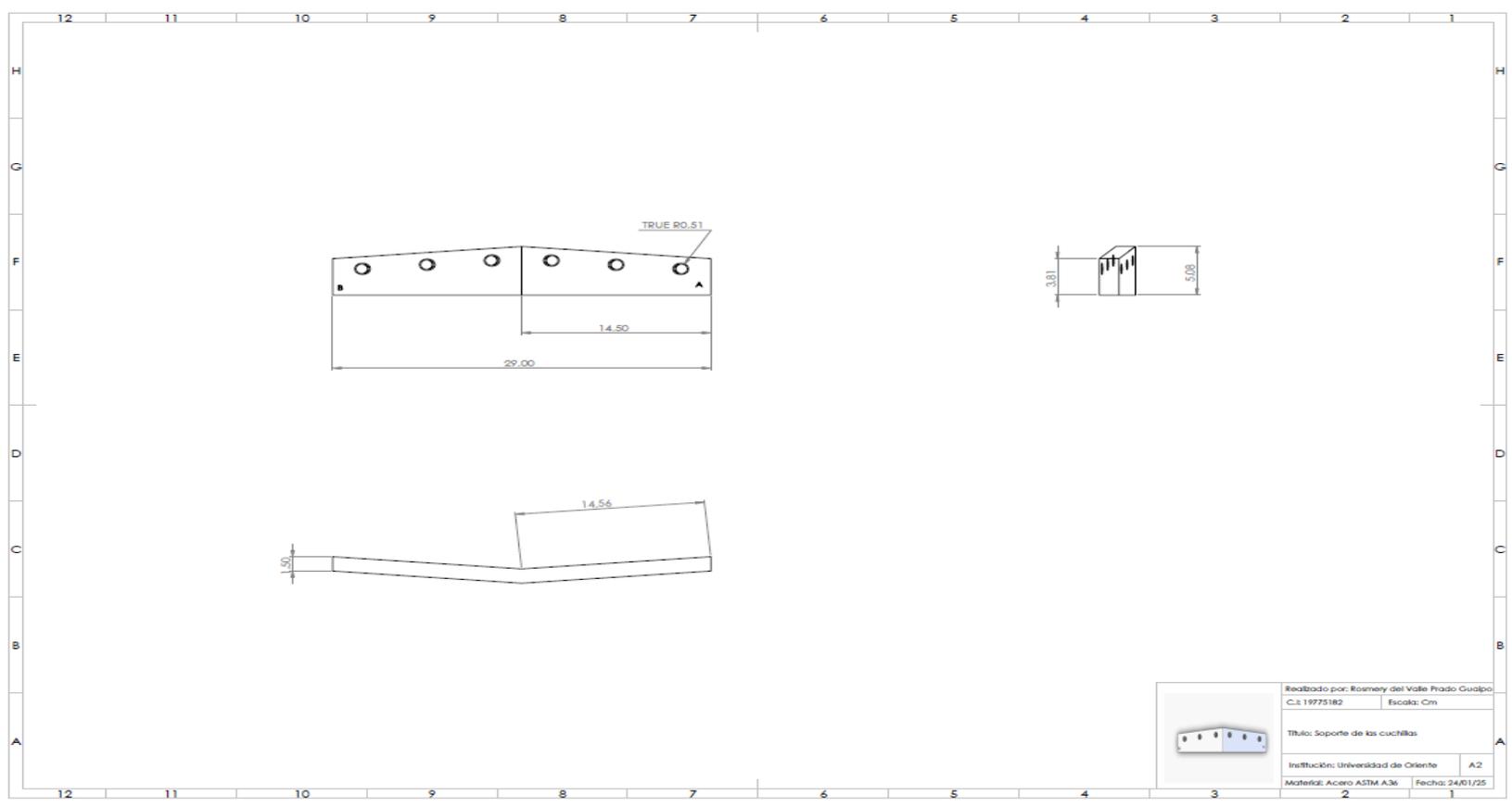


Figura 4.57. Plano 8/12, soporte de cuchillas. [Solid Works]

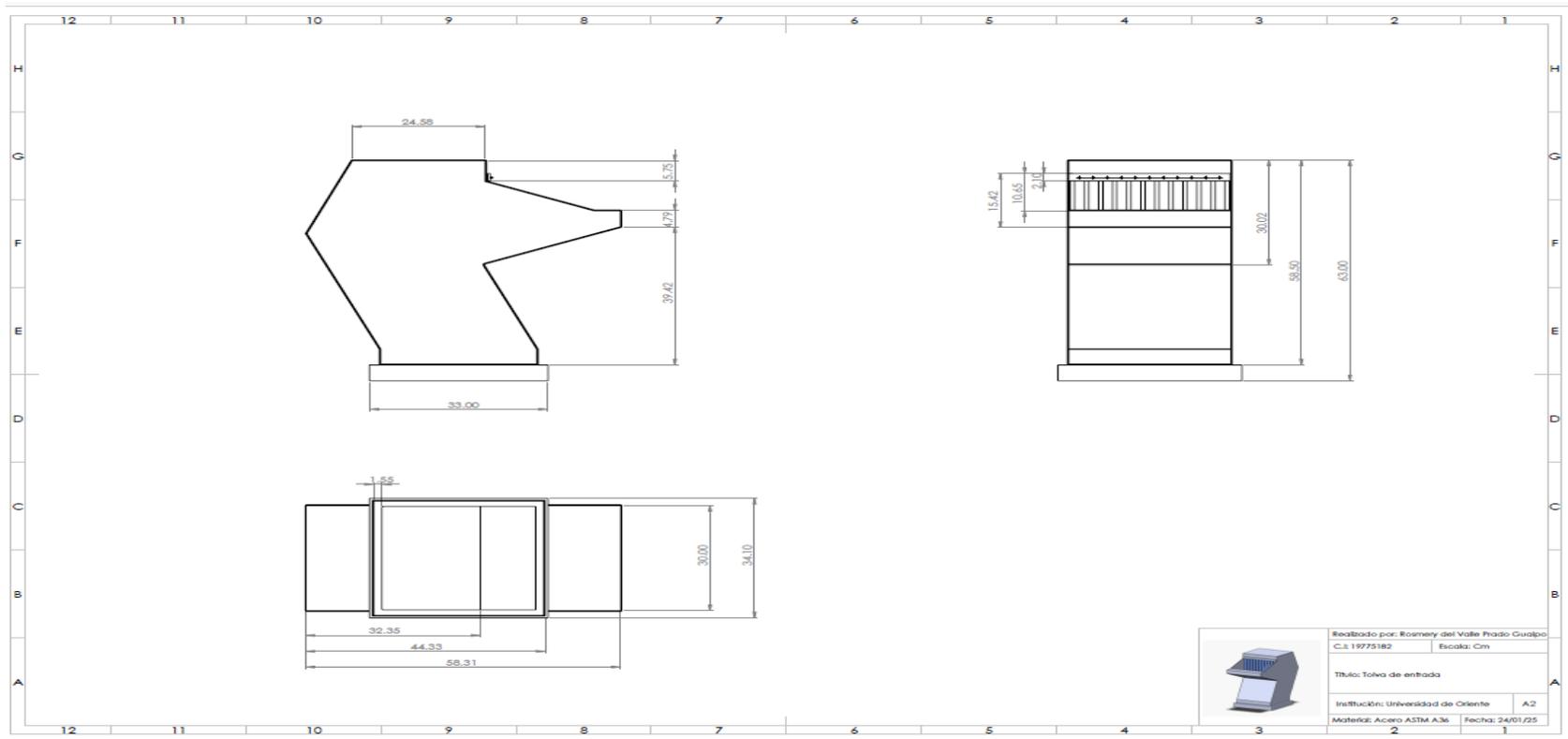


Figura 4.58. Plano 9/12, tolva de entrada. [Solid Works]

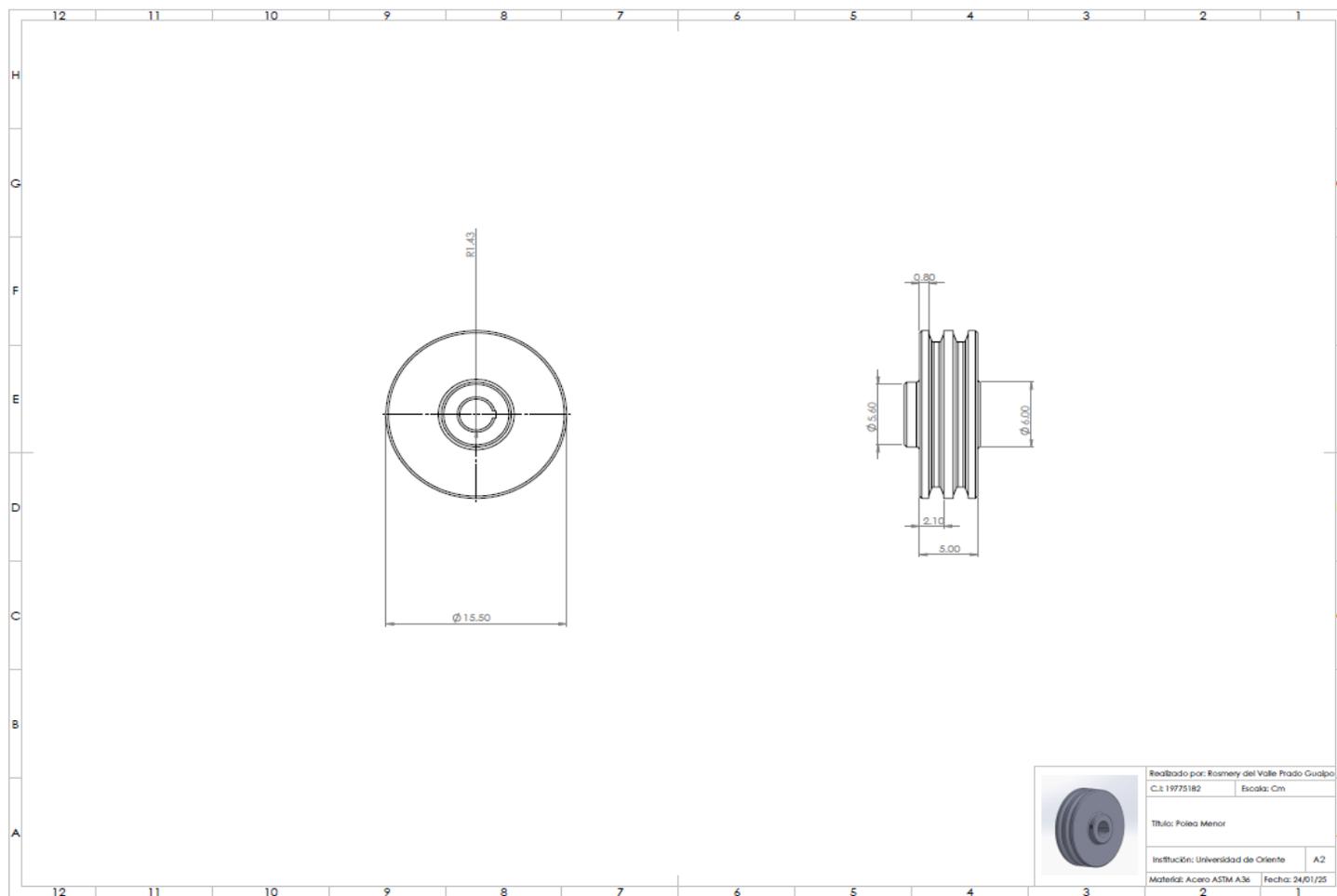


Figura 4.59. Plano 10/12, polea menor. [Solid Works]

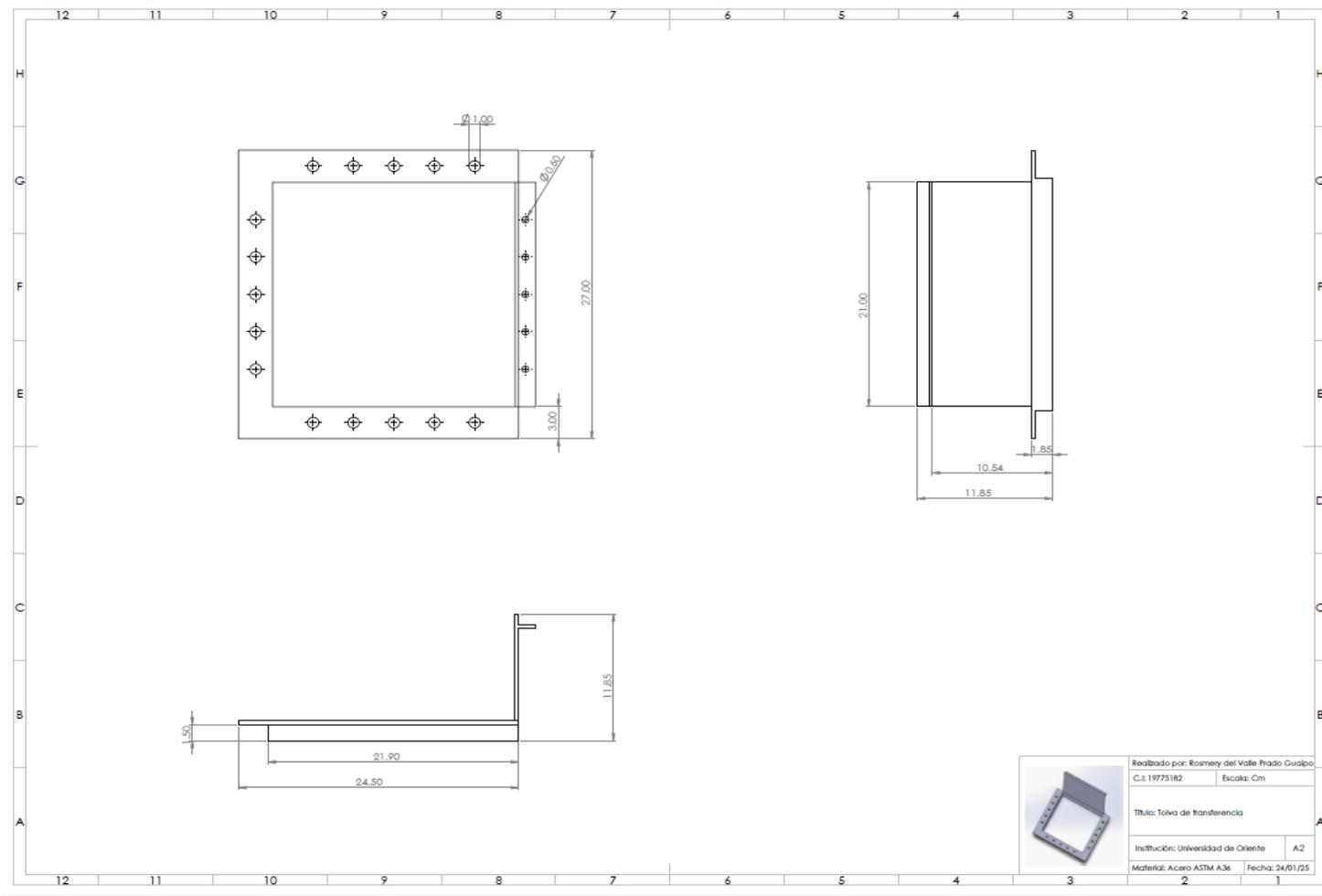


Figura 4.60. Plano 11/12, tolva de transferencia. [Solid Works]

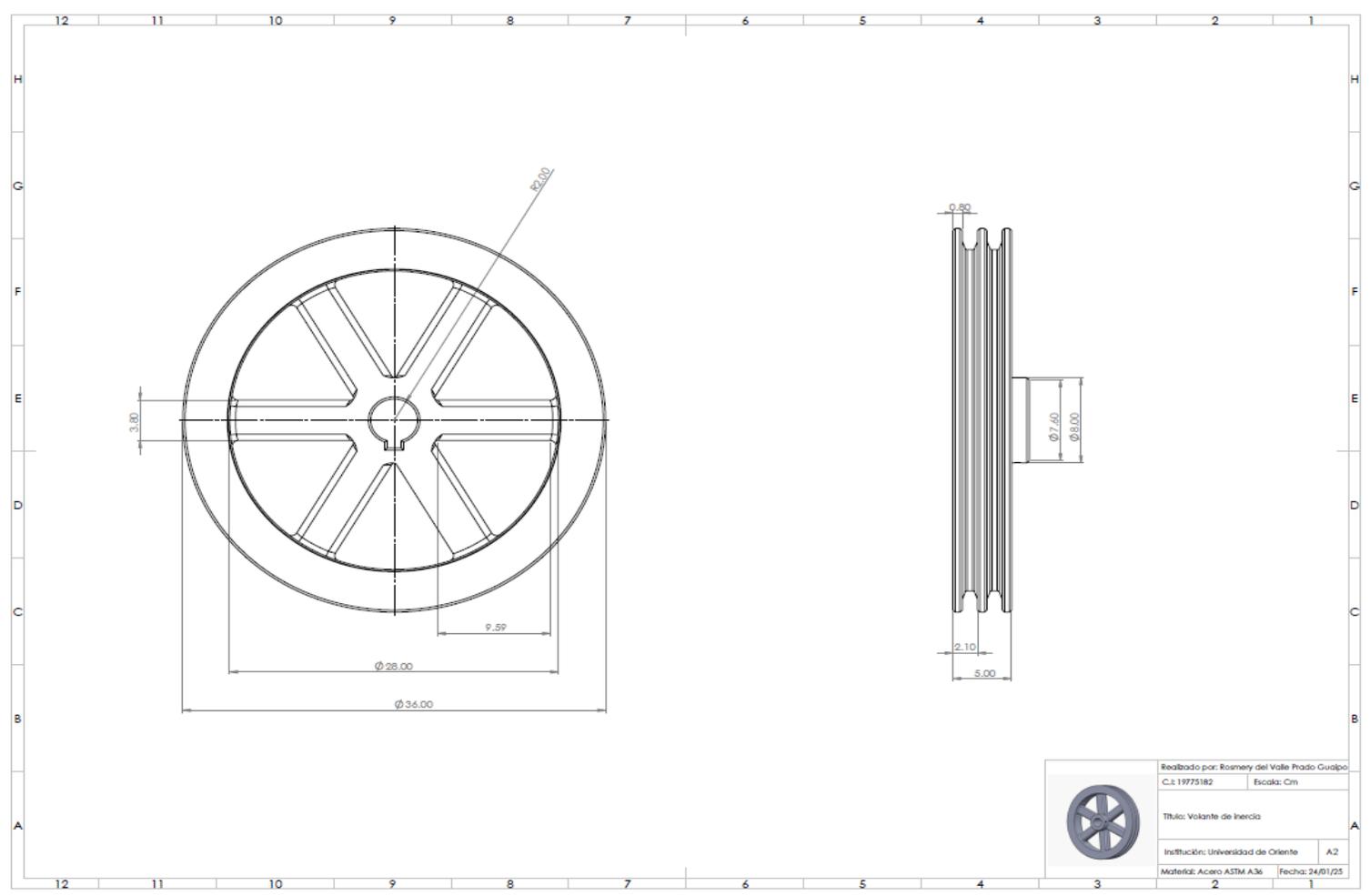


Figura 4.61. Plano 12/12, volante de inercia. [Solid Works]

4.5.1.10. Cálculos métricos

Luego de haber realizado los cálculos de diseño y haber generado los planos de construcción, a partir del software Solid Works, se agruparon los cálculos métricos estimados sobre la cantidad y calidad de los materiales a utilizar.

En la tabla 4.40, se muestran los correspondientes cálculos métricos.

Tabla 4.40. Cálculos métricos. [Propia]

ELEMENTOS ESTRUCTURALES	
DESCRIPCIÓN Y/O CALIDAD	CANTIDAD
Perfil IPN 180 ASTM A36	2,0 m
Perfil tubular cuadrado 90x90x2,50 mm ASTM A500 Grado C	2,5 m
Lámina ASTM A36-08 250mmx250mmx1,59 mm	4 pz
Perno de anclaje A490 J 1/2"x500 mm	4 pz
Tuerca ASTM A490 1/2"	4 pz
Electrodo E6013	20 kg
ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CORTE	
Barra AISIC 1040 laminado en caliente (40 mm)	1,0 m
Rodamiento SKF 61908	2 pz
Soporte tipo puente (chumacera) NTN UCPG208D1	2 pz
Cuchilla CGA 1-2379	20 pz
ELEMENTOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
Motor eléctrico WEG W22 IE2P55 1800 rpm	1 pz
Correa trapezoidal VV A68	2 pz
ELEMENTOS DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN	
Tornillo transportador Ø6"x4500 mm paso estándar	1 pz

4.6. Plan de mantenimiento

Para formular el plan de mantenimiento, se consideraron varios aspectos documentados de acuerdo a las tareas que se realizan a sistemas afines en otras plantas y máquinas existentes del mismo ramo.

4.6.1. Programación de mantenimiento

Es importante contar con la documentación que permita cumplir y darle seguimiento a los trabajos de mantenimiento, es por ello que se han elaborado los formatos, programas y procedimientos siguientes.

4.6.2. Ficha técnica.

Este documento es de vital importancia para el personal que proporcionará el mantenimiento de la maquinaria, ya que muestra los principales aspectos técnicos que sirven como referencia para identificar la máquina, partes principales y tipo de lubricante que utiliza.

4.6.3. Orden de trabajo

Se han diseñado dos diferentes formatos, de solicitud y orden de trabajo, ver tablas 4.42 y 4.43, con el fin de diferenciar entre los trabajos programados que se elaborarán a partir de una orden de trabajo de mantenimiento preventivo y los trabajos no programados que se ejecutarán a partir de las órdenes de trabajo de mantenimiento correctivo.

4.6.3.1. Mantenimiento preventivo

Para realizar un trabajo de mantenimiento, es necesario basarse en un documento que especifique la máquina en la cual se trabajará, el costo de los

materiales utilizados, la persona que solicita el trabajo, trabajo solicitado, fecha de solicitud, trabajo realizado, persona que lo realizó y fecha de entrega.

4.6.3.2. Mantenimiento correctivo

El documento que se elabora para proporcionar mantenimiento correctivo debe tener un número correlativo, la prioridad del trabajo puede ser “A” si es muy indispensable, “B” indispensable, “C” normal y “D” poco indispensable. Además se especifica la fecha y hora en la cual se detiene el proceso productivo debido a la avería, la fecha y hora en la que se puede utilizar nuevamente el recurso, persona que solicita, realiza y recibe el trabajo de mantenimiento.

4.6.4. Personal y procedimientos para efectuar mantenimiento

El éxito del mantenimiento proporcionado a la maquinaria radica en buena parte, en contar con el personal adecuado para su realización. El mantenimiento del nuevo sistema se llevará a cabo por uno de los mecánicos y el eléctrico de la empresa. Es necesario contar con ambos, ya que el sistema de la máquina presenta accionamiento eléctrico de los elementos mecánicos que la componen. Los procedimientos para efectuar mantenimiento preventivo en los elementos que componen el sistema se describen a continuación.

4.6.4.1. Tolva

Revisar lámina

- Verifique que no tenga hoyos, que no esté doblada.
- Inspeccione que no haya fisuras en la lámina.

4.6.4.2. Revisar soldaduras

- Verifique que todas las uniones soldadas estén en buen estado.

4.6.4.3. Cuchillas

- Verificar que estén correctamente calibradas.
- Limpiar virutas en bordes
- Revisar filos y rebordes que no estén doblados
- Revisar eje de entrada y rodamiento motriz
- Revise eje, observe que no tenga desgaste.
- Revise el rodamiento, debe tener suficiente grasa, verifique que el sello esté bien, no debe presentar ningún juego, revise que el montaje sea correcto.
- Revise eje, observe que no tenga desgaste.
- Revisar soporte
- Revise la estructura, verifique que no falten tornillos, inspeccione los movimientos extraños.

4.6.4.3. Revisar operación del tornillo transportador

- Revise los ruidos de los rodamientos, motor, estos deben ser silenciosos.
- Revise la temperatura, tanto en los rodamientos como en el motor debe ser normal.
- Chequear si existen movimientos extraños.
- Revise si posee algún detalle el tornillo transportador, como desgaste, huecos, o alguna fisura en los costados.

La tabla 4.41 muestra un resumen de actividades de mantenimiento y sus frecuencias de acuerdo a documentación de máquinas similares en plantas con sistemas afines.

Tabla 4.41. Plan de mantenimiento. [Propia]

COMPONENTE	ACTIVIDAD	FRECUENCIA			
		DIARIO	SEMANAL	QUINCENAL	MENSUAL
ESTRUCTURA	Inspección visual				
	Revisión tornillería anclaje				
	Revisión de desgaste				
	Revisión de juntas de soldadura Y corrosión				
SISTEMA DE TRANSMISIÓN	Revisión del protector				
	Niveles óptimos de lubricante				
	Ajuste de la tensión de las correas				
	Ajuste de alineamiento de las poleas				
	Revisión de correas				
SISTEMA DE CORTE	Revisión de rodamientos				
	Calibración de cuchillas				
	Limpieza dentro de la carcasa				
	Cambio de criba				
	Ajuste de tornillería				
TORNILLO SIN FIN	Revisión del servo-motor				
	Vibraciones				
	Lubricación				
	Revisión de eficiencia				

Todo plan de mantenimiento requiere del uso de formatos adecuados para controlar, documentar y/o registrar las tareas realizadas a los equipos, los repuestos sustituidos y extraídos de algún inventario en almacén o depósito, las personas ejecutoras de dichos trabajos y responsables del área en cada caso. En tal sentido se muestran a continuación los formatos elaborados por el autor, basado en documentación relacionada con el tema de

investigación, y en función del control de las actividades de mantenimiento, observado en algunas empresas afines.

Es así como en la tabla 4.42 se muestra una solicitud de trabajo, formato elaborado para llevar el control de las tareas, ya sean preventivas o correctivas, que sean requeridas y por ende solicitadas al departamento de mantenimiento.

Luego en la tabla 4.43, se presenta la orden de trabajo, el cual es un formato elaborado con el propósito de registrar los trabajos de mantenimiento que son programados y ejecutados al sistema de banda transportadora diseñado.

Finalmente se muestra en la tabla 4.44, una orden de retiro de material para almacén; el cual es un formato que se elaboró a fin de controlar la cantidad y calidad de los repuestos y materiales en general, que deben ser retirados en el almacén o depósito para la ejecución de los trabajos de mantenimiento, solicitados y ordenados, respectivamente.

Tabla 4.42. Formato de solicitud de trabajo de mantenimiento. [Propia]

SOLICITUD DE TRABAJO					NRO.
EQUIPO:	TIEMPO ESTIMADO:	FECHA:	PLANIFICADO()	EMERGENCIA()	PARADA()
EJECUTADO POR:	JEFE INMEDIATO:	ACTIVO FIJO:	HORAS ESTIMADAS:	COSTO ESTIMADO:	TURNO DE TRABAJO:
TRABAJO REQUERIDO			MATERIALES Y/O /REPUESTOS REQUERIDOS:		
			PERSONAL REQUERIDO:		
			HERRAMIENTAS A SOLICITAR EN ALMACEN:		
ELABORO:			AUTORIZO:		

4.7. Estimación de costos

Los costos se estimaron en función de la conversión monetaria actual (Bs 36,36/\$). En la tabla 4.45 se presentan los costos estimados al respecto.

Tabla 4.45. Costos estimados. [Propia]

MATERIALES ESTRUCTURALES			
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO Bs(\$)	COSTO TOTAL Bs (\$)
Perfil IPN 180x6 m ASTM A36	1 pz	8.799,13 (242,00)	8.799,13 (242,00)
Perfil Tubular cuadrado 90x90x2,50mmx3 m ASTM A500 Grado C	1 pz	4.072,32 (112,00)	4.072,32 (112,00)
Lámina ASTM A36-08 1250mmx2000mmx1,59 mm	1 pz	6.726,60 (185,00)	6.726,60 (185,00)
Perno de anclaje A490 J 1/2"x500 mm	4 pz	436,32 (12,00)	1.745,28 (48,00)
Tuerca ASTM A490 1/2"	4 pz	363,60 (10,00)	1.454,40 (40,00)
Electrodo WEST ARCO E6013	20 kg	545,40 (15,00)	10.908,00 (300,00)
SUB TOTAL			33.705,73 (927,00)
MATERIALES ESTRUCTURALES			
Barra AISIC 1040 laminado en caliente (40 mm)x1 m	1 pz	5.786,32 (159,14)	5.786,32 (159,14)
Rodamiento SKF 61908	2 pz	799,92 (22,00)	1.599,84 (44,00)
Soporte tipo puente (chumacera) NTN UCPG208D1	2 pz	1272,60 (35,00)	2.545,20 (70,00)
Cuchilla CGA 1-2379	20 pz	436,32 (12,00)	8.726,40 (240,00)
SUB TOTAL			18.657,76 (513,14)

ELEMENTOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN			
Motor eléctrico WEG W22 IE2P55 1800 rpm	1 pz	3.090,60 (85,00)	3.090,60 (85,00)
Correa trapezoidal VV A68	2 pz	1.636,20 (45,00)	3.272,40 (90,00)
SUB TOTAL			6.363,00 (175,00)
ELEMENTOS DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN			
Tornillo transportador Ø6"x4500 mm paso estándar	1 pz	7634,35 (209,96)	7634,35 (209,96)
SUB TOTAL			7634,35 (209,96)
TOTAL GENERAL			66.360,84 (1.825,10)

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El capítulo V presenta las conclusiones, producto del desarrollo de la investigación; además de las recomendaciones que haya lugar. Las conclusiones están elaboradas en función del cumplimiento de cada objetivo durante el desarrollo de la investigación. Las recomendaciones fueron sugeridas para que se ejecute lo antes posible el proyecto como solución a la problemática planteada; además de la posibilidad de mejorarlo en algunos aspectos que así lo requieran para optimizarlo aún más.

5.1. Conclusiones

A partir de la documentación, se pudo conocer que la cantidad de desechos plásticos y de cartón, estimada, según cifras facilitadas por RECIBAR C.A., para el municipio Bolívar del estado Anzoátegui, es de 234.456,20 kg mensuales, lo cual representa un promedio de 0,84 kg por habitante, al tener la data poblacional de dicho municipio, a partir del último censo poblacional, 280.450 habitantes en 2014, realizado por el INE.

Para el dimensionamiento del sistema de transmisión se consideraron las correas trapezoidales, puesto que son de fácil instalación y mantenimiento y representan una disminución considerable en los costos de adquisición de las mismas.

La geometría y dimensión del tornillo transportador helicoidal, sugerida por personal técnica de la empresa RECIBAR, C.A., se adapta y resiste la aplicación para la capacidad de material a transportar, en virtud de la

comparación de los resultados obtenidos y parámetros estándares establecidos en CEMA.

Para el sistema de potencia de la máquina trituradora de plástico PET, se seleccionó un motor eléctrico WEG, modelo W22, con una potencia de 5 hp y con una velocidad de giro igual a 1800 rpm, la cual sirve de conducción al sistema reductor por el aumento del diámetro de la polea mayor, la cual gira a 750 rpm.

Las vigas superiores, tubular cuadrado 90 x 90 x 2,50 mm, fueron estudiadas en su integridad mecánica al analizarlas como vigas doblemente empotrada, cumpliendo con las solicitaciones de la norma COVENIN 1618-98, sobre el esfuerzo máximo de flexión y la deflexión máxima generada en el centro de su luz entre apoyos; razón por la cual, se determinó que resisten la aplicación.

El elemento columna, IPN 180, fue estudiado en torno a la acción del pandeo lateral, no encontrando resultados críticos que comprometan su integridad mecánica, lo que presume que no fallará y por ende, resiste la aplicación al respecto.

Se realizaron modelos computarizados, a partir del software Solid Works, para el análisis estático del comportamiento de elementos como el eje, el cajón de soporte de cuchillas y el volante de inercia, obteniendo resultados favorables para las tensiones de Von Mises, las cuales son menores que el límite elástico del material de los mismos; además de determinar como factor de seguridad mínimo requerido, en cada caso, valores que están por encima de la unidad, lo cual indica que el diseño es seguro.

Los planos y cómputos métricos, muestran calidad y cantidad de material a utilizar para los subsistemas de la máquina diseñada; lo cual servirá para la geometría constructiva e instalación correspondiente.

El plan de mantenimiento formulado, será eficaz, siempre y cuando se ejecute eficientemente, logrando así que las fallas sean prevenidas a tiempo y que por ende, los equipos mantengan su operatividad continua al respecto.

5.2. Recomendaciones

1. Establecer instructivos de operación para ser implementados en la etapa de arranque y puesta en marcha de los subsistemas de la máquina diseñada.
2. Formular la automatización y control de los sistemas diseñados a fin de establecer el control operacional de los mismos y garantizar la calidad y cantidad de producción requerida.
3. Ejecutar a corto plazo el proyecto a fin de idealizar la solución propuesta.

BIBLIOGRAFÍA

1. RECIBAR, C.A. **Manual de calidad**. Barcelona, 2012.
2. CAVIEDES, J. **Diseño de una máquina trituradora de plástico PET**. Universidad El Bosque. Bogotá, 2020.
3. ÁVALO, C. y GIRALDO, L. **Estudio de factibilidad para el diseño de una máquina recicladora de plásticos**. Universidad Central de Venezuela. Caracas, 2017.
4. SANDOVAL, D y USHIÑA, V. **Diseño y construcción de un prototipo de máquina recicladora de botellas plásticas PET de 400 a 500 ml y latas de aluminio de 330 a 350 ml**. Escuela Politécnica del Ejército. Ecuador, 2011
5. RICHARDSON, E. (2003). **La industria del Plástico**. Editorial Reverté. 1^{era}. Edición. Madrid.
6. REYNOSO, S. Reciclaje de plásticos PET. Editorial UNAM. 1^{era} Edición. México, 2021.
7. FONDONORMA. **COVENIN 1618-98. Diseño de estructuras bajo el método de los estados límites LRFD**. Caracas, 1998.
8. HIBBELLER, Russell. **Analyses structural**. Editorial Pearson. 8^{va} Edición. México, 2012.
9. REINA, M. Soldadura de los aceros, aplicaciones. Editorial Alfaomega. 5^{ta} Edición. México, 2012.
10. BEER, F. y JOHNSTON, R. **Mecánica de materiales**. Editorial Mc Graw Hill. 5^{ta} Edición. México, 2010.
11. ROLDÁN, J. **Manual de máquinas herramientas, procesos y cálculos**. Editorial Paraninfo. 1^{era} Edición. Madrid, 2012.
12. CGA. **Catálogo de cuchillas industriales**. México, 2005.

13. FEMSA. **Manual de máquinas trituradoras de plástico PET**. México, 2010.
14. UPTC. **Diseño y cálculo de volantes**. Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia. Ingeniería Electromecánica. Bogotá, 2015.
15. DUBBEL, H. **El constructor de máquinas**. Editorial Labor. 1^{era} Edición. Barcelona, 1977.
16. ANSI/NEMA. **Norma NEMA M G-1. Motores y generadores**. Virginia, 2004.
17. WEG. Catálogo de motores trifásicos W22. Madrid, 2012.
18. FAIRES, V. **Diseño de elementos de máquinas**. Editorial Montaner y Simón. 4^{ta} Edición. Madrid, 1999.
19. MOTT, Robert. (2006). **Diseño de elementos de máquinas**. Editorial Pearson Prentice Hall. 4^{ta} Edición. México.
20. SKF. **Catálogo general de rodamientos**. México, 2015.
21. AWS. **AWS D1.1-1, código de soldadura estructural**. California, 2020.
22. RINGEGNI, P. **Mecanismos y elementos de máquinas**. Universidad de La Plata, Departamento de Aeronáutica Civil. La Plata, 2020.
23. ANSI/CEMA. **CEMA Book N° 350, Screw Conveyors for bulk materials**. 4^{ta} Edición. Florida, 2009.

ANEXOS

1. ANEXO A. Registro INE sobre cantidad de residuos por habitantes en Venezuela.
2. ANEXO B. Registro de la Alcaldía del Municipio Bolívar, en el estado Anzoátegui, sobre cantidad de residuos plásticos PET, recolectados.
3. ANEXO C. Promedio mensual de desechos plásticos.
4. ANEXO D. Figura AF12, Faires.
5. ANEXO E. Tabla 1.1, Faires.
6. ANEXO F. Tablas de selección de rodamientos SKF y chumaceras NTN.
7. ANEXO G. Perfiles Maploca utilizados.
8. ANEXO H. Tabla de tamaños estandarizados para pernos de anclaje, ASTM A490.
9. ANEXO I. Tabla de aproximación de fracciones de pulgadas.

ANEXO A. Registro INE sobre cantidad de residuos por habitantes en Venezuela, años 2000 al 2007




**GENERACIÓN Y MANEJO
DE RESIDUOS SÓLIDOS
EN VENEZUELA
AÑO 2000, 2006 Y 2007**

Marzo 2009 ■ Nº 1

PRESENTACIÓN

El Instituto Nacional de Estadística (INE), a través de la Gerencia de Estadísticas Ambientales presenta el siguiente desplegable con el objeto de dar a conocer las cifras sobre la Generación y Manejo de los Residuos Sólidos en Venezuela para los años 2000, 2006 y 2007.

El crecimiento de los niveles de urbanización en nuestro país y la formación de grandes áreas metropolitanas, tales como, la Gran Caracas, Barcelona-Puerto La Cruz, Acarigua-Araure, entre otras, en donde se concentra una gran cantidad de población que generan grandes volúmenes de residuos sólidos en espacios relativamente pequeños, aunado a los cambios de patrones de consumo, en especial el uso de productos de carácter desechables, son los principales causantes del incremento per-capita de residuos sólidos a nivel nacional. Cabe destacar, que la generación de desechos está íntimamente relacionada con las condiciones económicas (niveles de ingresos), sociológicas (hábitos de consumo), desarrollo tecnológico, culturales y estándares de calidad de vida de los habitantes de cada país.

La generación de residuos y desechos sólidos, en conjunción con una inadecuada gestión en el manejo, recolección, transferencia y disposición final de los desechos deriva grandes efectos ambientales:

- **Contaminación de las aguas superficiales y subterráneas.**
Uno de los efectos ambientales más serios provocados por el manejo inadecuado de los residuos sólidos, es la contaminación de las aguas superficiales y subterráneas que muchas veces son fuentes de abastecimiento de agua potable.
- **Contaminación del aire por quemas aisladas y malos olores.**
Uno de los efectos ambientales más serios provocados por el manejo inadecuado de los residuos sólidos, es evidente la contaminación atmosférica por la presencia de malos olores y la generación de humo, gases y partículas en suspensión, producto de la quema provocada o espontánea y el arrastre de los vientos. A esto se le suman los malos olores por el inadecuado manejo de contenedores, el deficiente almacenamiento de los residuos sólidos y el poco cuidado en su recolección y transporte.

- **Emisión de gases con efecto invernadero.**
La disposición inadecuada de los residuos y desechos sólidos genera la combustión incontrolada de los materiales vertidos.
- **Degradación del paisaje y riesgo ambiental**
Los efectos sobre el paisaje son originados por el manejo inadecuado de los vertederos, botaderos a cielo abierto y rellenos sanitarios, los cuales degradan significativamente el paisaje, además se asocia a un importante riesgo ambiental, pudiéndose producir accidentes, tales como, explosiones (acumulaciones de gases) e incendios.
- **Creación de focos infecciosos**
La inadecuada gestión en el manejo de los residuos y desechos sólidos, genera la proliferación de roedores e insectos transmisores de enfermedades a la población.
- **Degradación del suelo.**
La lixiviación de los residuos sólidos contaminan el suelo, convirtiéndolos en improductivos.

Dentro de este contexto, el INE, atendiendo a las necesidades de información de estadística confiable en el área de los desechos sólidos, aplico a nivel nacional la Boleta de Generación y Manejo de Residuos Sólidos, abarcando los 335 municipios que conforman el territorio nacional, en la misma se recogen aspectos desde la cantidad de residuos recolectados diariamente, rutas, número y tipos de unidades, sitios de disposición final, programas de recuperación de residuos sólidos, cantidad de desechos sólidos reciclados, porcentaje de la población urbana y rural con servicio de aseo urbano domiciliario, hasta el tipo de tratamiento que se le dan a los desechos hospitalarios y peligrosos. Dichos datos permitirán monitorear la gestión ambiental que se da a nivel de entidades federales y municipales en el tratamiento de los residuos sólidos urbanos.

CLASIFICACIÓN DE LOS RESIDUOS SÓLIDOS:

Los residuos sólidos se clasifican de acuerdo a su categoría, composición y procedencia:

CATEGORÍA	COMPOSICIÓN	PROCEDENCIA
Desechos Domésticos	Alimentos de cocina Plástico Vidrio Cauchos Desechos voluminosos: muebles y artefactos de línea blanca	Viviendas familiares: casas, apartamentos. Pequeños negocios
Desechos Comerciales/Institucionales	Los mismos desechos enunciados en el párrafo anterior, agregando a la lista los desechos Biomédicos (hospitalarios, químicos de laboratorios)	Tiendas, mercados y supermercados, hoteles, oficinas, hospitales, laboratorios, bases militares.
Desechos Industriales	Papeles, metales, plásticos, madera, caucho, textiles y otros	Fabricas de transformación, de tratamiento, de empaques, de ensamblaje y demás ramas de la producción industrial.
Varios	Carrocería de automóviles, desechos de construcción y/o demolición, desechos de calles	Calles, terrenos públicos, obras de construcción, incendios.

FUENTE: MARN, 1993


www.ine.gov.ve

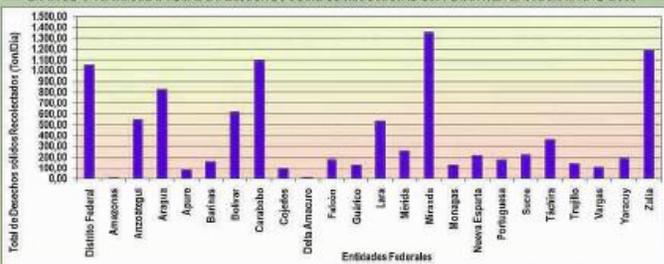
VENEZUELA EN CIFRAS

AÑO 2000

En el Gráfico 1, para el año 2000, se recolectaron a nivel nacional 9.662,35 toneladas/diarias de desechos sólidos generados por una población de 23.712.078 habitantes, en donde la tasa de generación per cápita se situó para Venezuela en 0,407 Kg./hab./día. En este año la Entidad Federal que generó más desechos sólidos fue el Estado Miranda con 1.350,01 Toneladas/diarias y con una tasa de generación de 0,530 Kg./hab./día

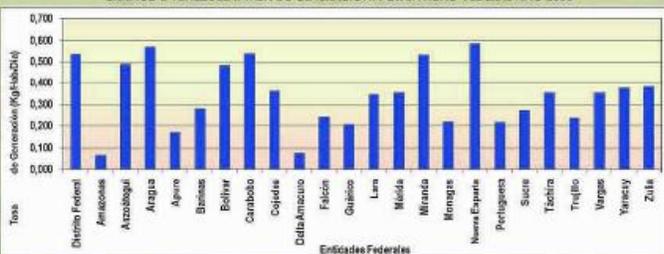
(Gráfico 2). Le siguen en orden de generación de residuos sólidos, el Estado Zulia con 1.188,13 Toneladas/diarias, con una tasa de generación de 0,380 Kg./hab./día; Carabobo con 1.096,86 Toneladas/diarias y una tasa de generación de 0,535 Kg./hab./día y por último el Distrito Capital con 1.054,00 Toneladas/diarias y la tasa de generación per-cápita de 0,534 Kg./hab./día. Gráfico 2).

GRÁFICO 1 VENEZUELA. TOTAL DE DESECHOS SÓLIDOS RECOLECTADOS. POR ENTIDAD FEDERAL AÑO 2000



Cabe destacar, que los Estados Carabobo, Distrito Capital y Miranda, superaron la tasa media de generación per-cápita del país, para el año en referencia. (Gráfico 2).

GRÁFICO 2 VENEZUELA. TASA DE GENERACIÓN. POR ENTIDAD FEDERAL AÑO 2000



El Gráfico 3, indica el total de sitios de disposición final de desechos sólidos y tipos, destacándose que las Entidades Federales que poseen mayor número de sitios de disposición final son: Falcón con 28; Zulia con 18 y Sucre con 17. Cabe destacar, que el tipo de disposición final que predomina para todas

las entidades federales a nivel nacional son los botaderos (168), y en cuanto a gestión, manejo y salubridad son los menos apropiados para la disposición final de los residuos y desechos sólidos.

GRÁFICO 3 VENEZUELA. TOTAL DE SITIOS DE DISPOSICIÓN FINAL DE DESECHOS SÓLIDOS Y TIPOS. POR ENTIDAD FEDERAL. AÑO 2000



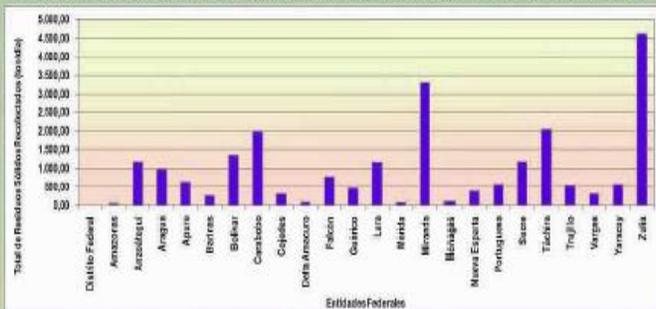
AÑO 2006

Para el año 2006, se recolectaron 22.909,17 Toneladas/diarias (Gráfico 4), registrándose un crecimiento vertiginoso con respecto al año 2000. Este crecimiento se situó para el período 2000-2006 en 57,8%. Por Entidades Federales, la generación de residuos sólidos es variable,

dependiendo del tamaño de la población del Estado, para el año 2006 la entidad federal que más generó desechos sólidos fue el Estado Zulia con 4.617,27 Ton/día, seguida de el Estado Miranda con 3.305,40 Ton/día, Yáchira 2.052,20 Ton/día, Carabobo 2.001,79 Ton/día y Bolívar 1.345,74 Ton/día.



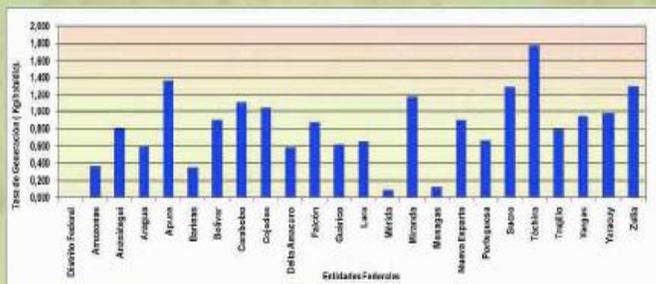
GRÁFICO 4 VENEZUELA. TOTAL DE RESIDUOS SÓLIDOS RECOLECTADOS, POR ENTIDADES FEDERALES. AÑO 2006



En el Gráfico 5, se observa que para el año 2006, a nivel nacional la mayor tasa de generación de desechos sólidos diarios corresponde a las Entidades Federales: Táchira (1,775 Kg./hab./día), Zulia (1,299 Kg./hab./día), Sucre

(1,290 Kg./hab./día), Apure (1,365 Kg./hab./día.) y Miranda (1,175 Kg./hab./día.).

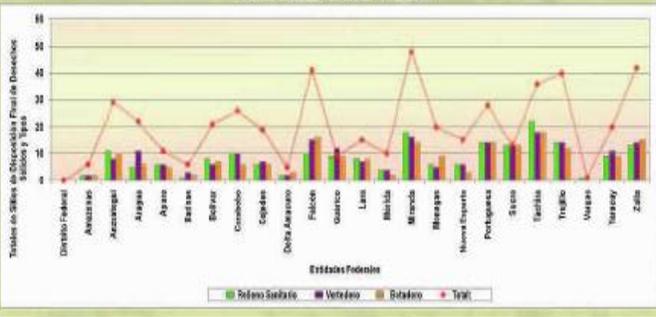
GRÁFICO 5 VENEZUELA. TASA DE GENERACIÓN, POR ENTIDAD FEDERAL. AÑO 2006



En cuanto a la disposición final, para el año en referencia se contabilizó un total de 587 sitios para la disposición final de los residuos y desechos sólidos (rellenos sanitarios, vertederos y botaderos), en donde el Estado Miranda reportó 48; seguido de Zulia con 42; Falcón 41 y Trujillo con 40.

De acuerdo a los datos reportados para el 2006, predominaban los vertederos como sitios de disposición final de los residuos y desechos sólidos representaban 34,41% del total reportado.

GRÁFICO 6 VENEZUELA. NÚMERO DE SITIOS DE DISPOSICIÓN FINAL DE DESECHOS SÓLIDOS Y TIPOS, POR ENTIDAD FEDERAL. AÑO 2006



AÑO 2007

A nivel nacional se recolectaron 35.296,84 Ton/día, con una tasa de generación per cápita de 0,934 Kg./hab./día. Para este año, las entidades federales que generan mayor cantidad de residuos y desechos sólidos fueron: Zulia con 3.865,09 Ton/día; Miranda 3.452,12 Ton/día; Carabobo 2.741,09 Ton/día. (Gráfico 7). Se puede observar que los Estados Zulia y Miranda siguen liderizando la generación de residuos y desechos sólidos a nivel nacional al igual que el año 2006.

Para los años 2006-2007, el crecimiento que se registró en cuanto a la generación de desechos sólidos se situó en 9,44%.

En cuanto a la tasa de generación por entidades federales la más alta la registró el Estado Táchira con 1,842 Kg./hab./día, seguido del Estado Sucre con 1,611 Kg./hab./día; Carabobo 1,497 Kg./hab./día, y Yaracuy con 1,430 Kg./hab./día, superando la tasa de generación a nivel nacional.

Cabe destacar, que entidades federales como Sucre y Yaracuy presentan una alta tasa de generación de desechos sólidos, a pesar de sus bajas tasas de urbanización, si partimos de que la mayor generación de desechos sólidos se produce en las áreas que poseen altos niveles de urbanización.

GRÁFICO 7 VENEZUELA. TOTAL DE DESECHOS SÓLIDOS RECOLECTADOS, POR ENTIDAD FEDERAL AÑO 2007

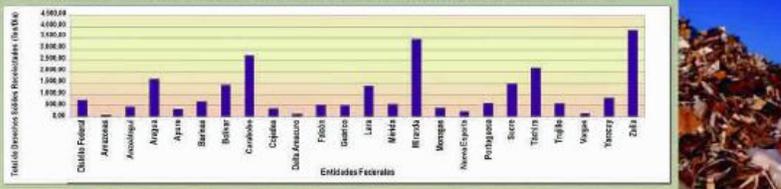
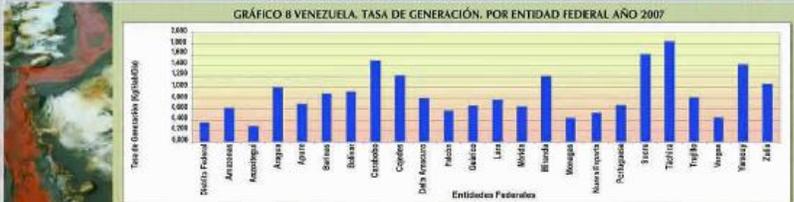


GRÁFICO 8 VENEZUELA. TASA DE GENERACIÓN, POR ENTIDAD FEDERAL AÑO 2007



Para el año 2007, se contabilizaron a nivel nacional 311 sitios de disposición final, de los cuales 136 son vertederos (43%), 95 rellenos sanitarios (31%) y 80 botaderos (26%). El Estado, que reporta mayor número de sitios de disposición final fue Táchira (Gráfico 8) con 29; seguido de Falcón con 23; Miranda con 22 y Trujillo con 20.

Cabe destacar, que entre el año 2006 y 2007 existe una disminución de 276 sitios de disposición final de residuos y desechos sólidos, desconocemos la razón, de este hecho, pero podría ser a la sinceración de algunos municipios en catalogar adecuadamente los sitios de disposición final, dado que una

gran mayoría de los rellenos sanitarios a nivel nacional no cumplen con las normativas técnicas para ser catalogados como rellenos sanitarios y otra podría ser al cierre de algunos vertederos y botaderos a cielo abierto, de acuerdo a la Ley de Residuos y Desechos Sólidos del año 2004 (G.O. N° 38.068 de fecha 10/08/2004) en su artículo 104 establece: *"Se prohíbe la disposición de residuos sólidos en vertederos a cielo abierto. Los ya existentes al momento de la publicación de la presente Ley en la Gaceta Oficial de la República Bolivariana de Venezuela, tendrán un plazo de cinco (5) años, para su clausura"*.

GRÁFICO 9 VENEZUELA. TOTAL DE SITIOS PARA LA DISPOSICIÓN FINAL DE LOS DESECHOS SÓLIDOS Y TIPOS, POR ENTIDAD FEDERAL AÑO 2007



Finalmente, dado la creciente generación de los residuos y desechos sólidos en Venezuela es prioritario:

- Una gestión integral para el manejo de los residuos y desechos sólidos a nivel local, regional y nacional.
- Unir voluntades en todos los sectores, ya sean políticos, económicos, sociales e institucionales para resolver la problemática de los residuos sólidos a nivel nacional.

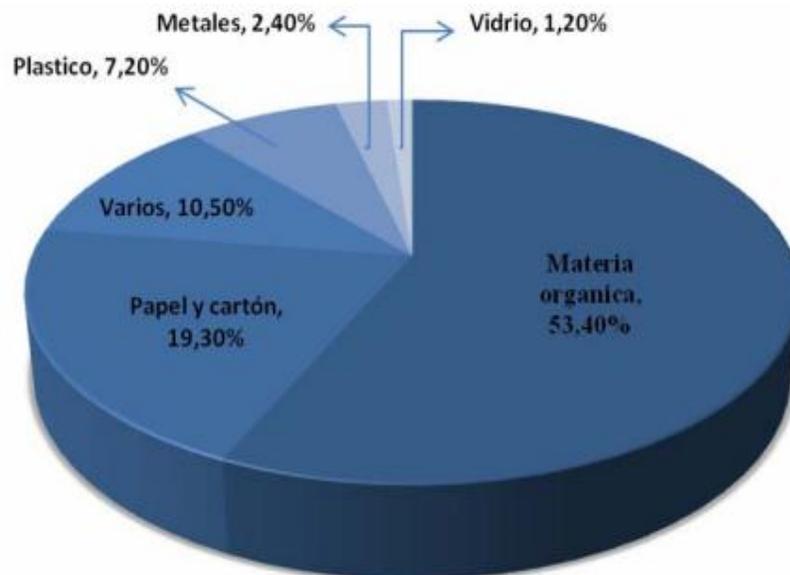
- Desarrollar una estrategia para minimizar la generación de residuos y desechos sólidos.
- Desarrollar una campaña de educación ambiental
- Introducir el concepto del **Valor del Reciclaje** en el manejo de los residuos y desechos sólidos

Para mayor información:

Visitenos en la Av. Boyacá, Maripérez, Edificio Fundación La Salle, Planta Baja, Servicios de Atención al Usuario, Caracas.
 Central: (0212) 709-53-11, Ext.: 1017 y 1018. Web site del INE: <http://www.ine.gov.ve>, e-mail: ine@ine.gov.ve
 RIF: G-20000024-4

ANEXO B. Registro de la Alcaldía del Municipio Bolívar, en el estado Anzoátegui, sobre cantidad de residuos plásticos PET, recolectado, según información suministrada por MASUR

Según información suministrada por MASUR la caracterización de desechos sólidos urbanos en el relleno sanitario Cerro de Piedra está representada en primer lugar por el 53,40% de materia orgánica, en segundo lugar se encuentra el componente papel y cartón con un 19,30%, seguido de 10,50% del componente denominado como varios, 7,20% plástico, 2,40% metales y por último un 1,20% del componente vidrio.



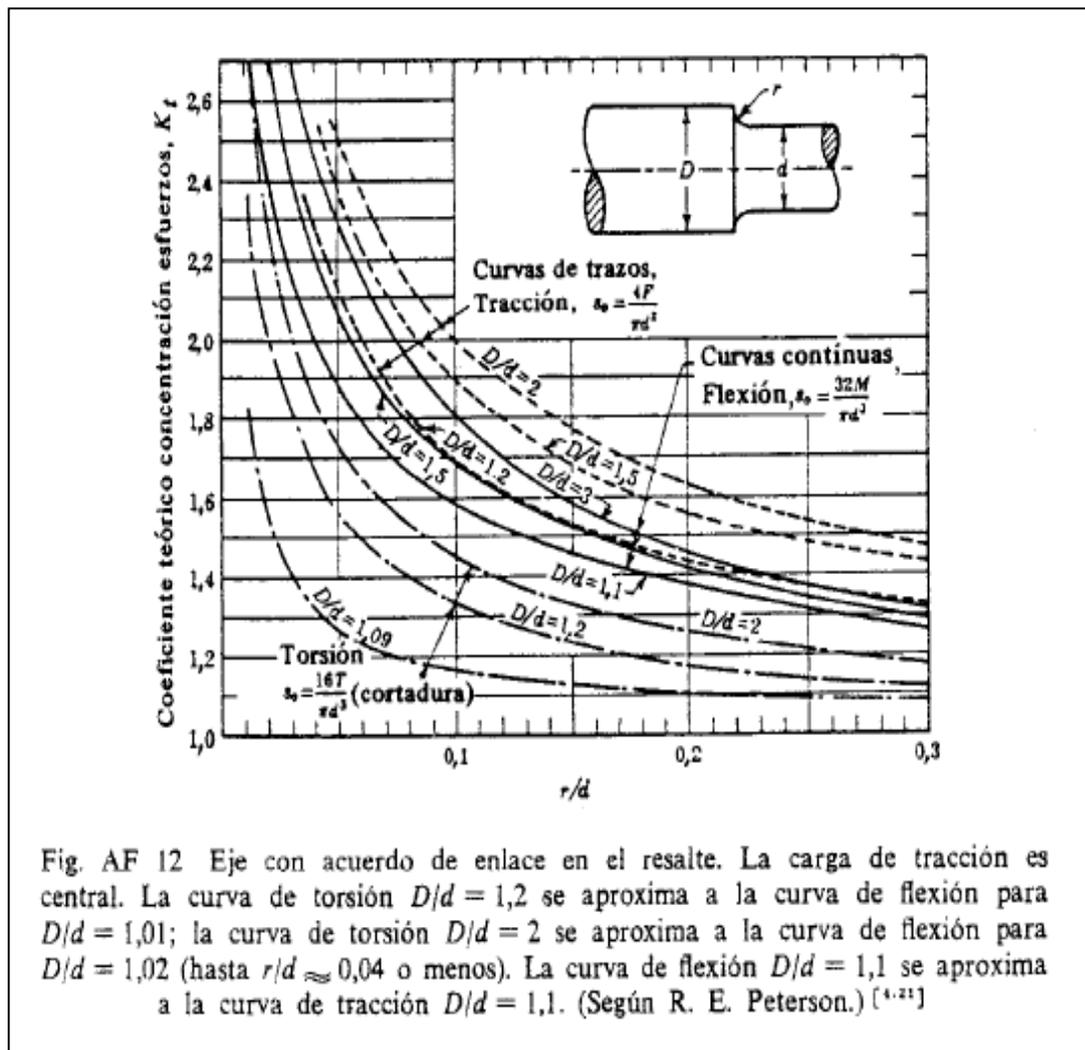
Fuente: MASUR.

ANEXO C. Promedio mensual de desechos plásticos, municipio Simón Bolívar

PARROQUIA	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO
	Kg de desechos plásticos PET					
BERGANTÍN	300	150	850	980	746	260
CAIGUA	750	213	400	500	500	510
EL PILAR	1013	640	800	500	1000	640
EL CARMEN	1050	870	213	1150	900	715
NARICUAL	450	1500	1314	750	480	476
SAN CRISTÓBAL	2325	2150	800	940	750	812
TOTAL	4863	5523	4377	4640	4376	3413

PROMEDIO MENSUAL EN EL MUNICIPIO: 4532 kg

ANEXO D. Figura AF12, Faired



ANEXO E. Tabla 1.1, Faired

**TABLA 1.1 COEFICIENTES DE SEGURIDAD
(COEFICIENTES DE CÁLCULO)**

Los coeficientes de seguridad señalados con * están destinados principalmente al uso de principiantes, aunque son valores tradicionales. No se deberán utilizar cuando se haga un análisis detallado de las cargas variables, concentraciones de esfuerzos, etc., Capítulo 4. Son aceptables para utilizarlos con resistencias típicas.

CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES QUEBRADIZOS	MADERA DE CONS- TRUCCIÓN
	<i>Basado en la resistencia máxima</i>	<i>Basado en la resistencia de fluencia</i>	<i>Basado en la resistencia máxima</i>	
Carga permanente, $N =$	3-4	1,5-2	5-6	7
Repetida, una dirección, gradual (choque suave) *, $N =$	6	3	7-8	10
Repetida, invertida, gradual (choque suave) *, $N =$	8	4	10-12	15
Choque *, $N =$	10-15	5-7	15-20	20

ANEXO F. Tablas de selección de rodamientos SKF y chumaceras NTN

Idoneidad de los rodamientos para aplicaciones industriales		Capacidad de carga			Desalineación	
		Carga radial	Carga axial	Carga de momento	Desalineación estática	Desalineación dinámica (unas décimas de grado)
Símbolos +++ excelente ++ bueno + aceptable - deficiente -- inadecuado ⇔ doble efecto ← simple efecto □ desplazamiento libre sobre el asiento ■ desplazamiento libre dentro del rodamiento ✓ sí ✗ no						
Tipo de rodamiento						
Rodamientos rígidos de bolas			+	+⇔	A-, B+	--
Rodamientos de inserción			+	+⇔	--	++
Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular			+1)	++←	--	--
apareados de una hilera			A, B ++ C +++1)	A, B ++⇔ C ++←	A++, B+ C--	A, C --, B -
de dos hileras			++	++⇔	++	--
con cuatro puntos de contacto			+1)	++⇔	--	--
Rodamientos de bolas a rótula			+	-	--	+++
Rodamientos de rodillos cilíndricos, con jaula			++	--	--	-
completamente llenos de rodillos, de una hilera			++	A, B +← C, D +⇔	--	--
completamente llenos de rodillos, de dos hileras			+++	A-, B +← C +⇔	--	--
Rodamientos de agujas, con aros de acero			++	--	--	A, B - C ++
conjuntos / casquillos			++	A, B -- C -	--	--
rodamientos combinados			++	A-, B + C ++	--	--
Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos			+++1)	++←	--	-
apareados de una hilera			A, B +++ C +++1)	A, B ++⇔ C ++←	A+, B ++ C --	A-, B, C --
de dos hileras			+++	++⇔	A+ B ++	A-, B --
Rodamientos de rodillos a rótula			+++	+⇔	--	+++
Rodamientos de rodillos toroidales CARB, con jaula			+++	--	-	++
completamente llenos de rodillos			+++	--	-	++
Rodamientos axiales de bolas			--	A +← B +⇔	--	--
con arandela de soporte esférica			--	A +← B +⇔	--	++
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos			--	++←	--	--
Rodamientos axiales de agujas			--	++←	--	--
Rodamientos axiales de rodillos a rótula			+1)	+++←	--	+++

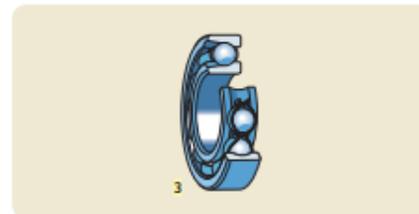
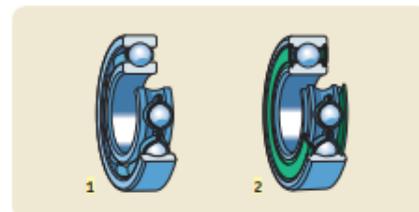
1) Siempre que se cumpla el requisito de relación la F_r/F_e 2) Ángulo de desalineación reducido - comuníquese con SKF 3) Según la jaula y el nivel de carga axial

Conceptos básicos de rodamientos

Tipos y diseños de rodamientos

Rodamientos radiales

Los rodamientos radiales soportan cargas que se encuentran, principalmente, en dirección perpendicular al eje. Normalmente, los rodamientos se clasifican según el tipo de elemento rodante y la forma de los caminos de rodadura.

**Rodamientos rígidos de bolas (→ página 295)**

de una hilera a
diseño básico to (1)
con placas de protección
con sellos (2)

de una hilera, de acero inoxidable
diseño básico abierto (1)
con placas de protección
con sellos (2)

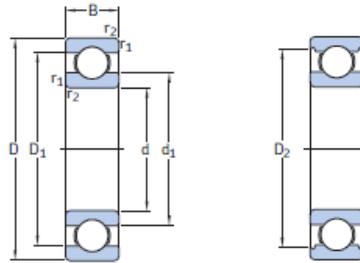
de una hilera, con escotes de llenado
diseño básico abierto (3)
con placas de protección
con ranura para anillo elástico, con o sin anillo
elástico

de dos hileras (4)

rodamientos de sección estrecha¹⁾
diseño básico abierto (5)
con sellos de contacto

¹⁾ Comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 40–55 mm



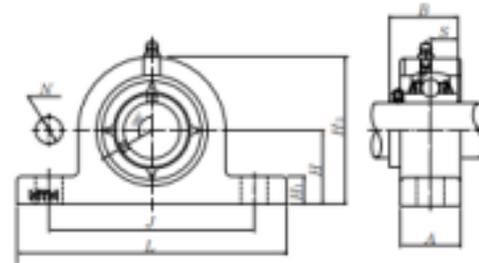
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008
45	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408
50	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
55	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409
60	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010
65	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45	* 6210
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	* 6310
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410
70	72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083	61811
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19	61911
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27	* 16011
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39	* 6011
75	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	* 6211
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35	* 6311
	140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35	6411

* Rodamiento SKF Explorer

UCPG2

NTN

Chumacera tipo puente (Serie de acero)
Con tornillo de fijación (Prisionero)



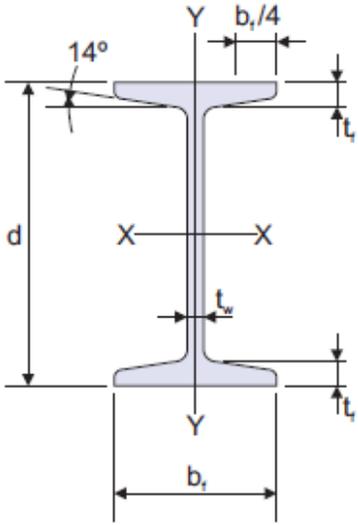
Diámetro del eje mm	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales									Tamaño del perno mm	Número del rodamiento
		H	L	J	A	N	B ₁	B ₂	B	S		
12	UCPG201D1	30.2	127	95	25	12	14	62	31	12.7	M10	UC201D1
15	UCPG202D1	30.2	127	95	25	12	14	62	31	12.7	M10	UC202D1
17	UCPG203D1	30.2	127	95	25	12	14	62	31	12.7	M10	UC203D1
20	UCPG204D1	33.3	127	95	25	12	14	65	31	12.7	M10	UC204D1
25	UCPG205D1	36.5	140	105	30	12	15	71	34.1	14.3	M10	UC205D1
30	UCPG206D1	42.9	165	121	35	17	17	83	38.1	15.9	M14	UC206D1
35	UCPG207D1	47.6	167	127	35	17	18	93	42.9	17.5	M14	UC207D1
40	UCPG208D1	49.2	184	137	40	17	18	98	49.2	19	M14	UC208D1
45	UCPG209D1	54	190	146	40	17	20	106	49.2	19	M14	UC209D1
50	UCPG210D1	57.2	206	159	45	19	21	114	51.8	19	M16	UC210D1
55	UCPG211D1	63.5	219	171	45	19	23	126	55.8	22.2	M16	UC211D1
60	UCPG212D1	69.8	241	184	50	19	25	138	65.1	25.4	M16	UC212D1
65	UCPG213D1	76.2	265	203	50	24	27	151	65.1	25.4	M20	UC213D1
70	UCPG214D1	79.4	266	210	55	24	27	157	74.6	30.2	M20	UC214D1
75	UCPG215D1	82.6	275	217	55	24	28	163	77.8	33.3	M20	UC215D1
80	UCPG216D1	88.9	292	232	60	24	30	175	82.6	33.3	M20	UC216D1
85	UCPG217D1	95.2	310	247	60	24	32	187	85.7	34.1	M20	UC217D1
90	UCPG218D1	101.6	327	262	65	26	33	200	96	39.7	M22	UC218D1

Observaciones: 1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
NOTA: Por favor, refiérase a la página 36 para el tamaño de la grasa.

ANEXO G. Perfiles Maploca utilizados

PERFIL IPN

DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO



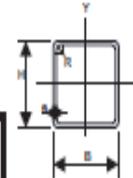
Designación	Peso P	Area A	Dimensiones				Propiedades					
			Alas		Alma		Eje X-X			Eje Y-Y		
			d	b _f	t _r	t _w	I _x	S _x	r _x	I _y	S _y	r _y
mm	kgf/m	cm ²	mm				cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
IPN 80	5,94	7,57	80	42	5,9	3,9	77,8	19,5	3,20	6,29	3,00	0,91
100	8,34	10,60	100	50	6,8	4,5	171,0	34,2	4,01	12,20	4,88	1,07
120	11,10	14,20	120	58	7,7	5,1	328,0	54,7	4,81	21,50	7,41	1,23
IPN 140	14,30	18,20	140	66	8,6	5,7	573,0	81,9	5,61	35,20	10,70	1,40
160	17,90	22,80	160	74	9,5	6,3	935,0	117,0	6,40	54,70	14,80	1,55
180	21,90	27,90	180	82	10,4	6,9	1.450,0	161,0	7,20	81,30	19,80	1,71
IPN 200	26,20	33,40	200	90	11,3	7,5	2.140,0	214,0	8,00	117,00	26,00	1,87
240	36,20	46,10	240	106	13,1	8,7	4.250,0	354,0	9,59	221,00	41,70	2,20
300	54,20	69,00	300	125	16,2	10,8	9.800,0	653,0	11,90	451,00	72,20	2,56
IPN 320	61,00	77,70	320	131	17,3	11,5	12.510,0	782,0	12,70	555,00	84,70	2,67
340	68,00	86,70	340	137	18,3	12,2	15.700,0	923,0	13,50	674,00	98,40	2,80
360	76,10	97,00	360	143	19,5	13,0	19.610,0	1.090,0	14,20	818,00	114,00	2,90
380	84,00	107,00	380	149	20,5	13,7	24.010,0	1.260,0	15,00	975,00	131,00	3,02
IPN 400	92,40	118,00	400	155	21,6	14,4	29.210,0	1.460,0	15,70	1160,00	149,00	3,13
450	115,00	147,00	450	170	24,3	16,2	45.850,0	2.040,0	17,70	1730,00	203,00	3,43
IPN 500	141,00	179,00	500	185	27,0	18,0	68.740,0	2.750,0	19,60	2480,00	268,00	3,72
550	166,00	212,00	550	200	30,0	19,0	99.180,0	3.610,0	21,60	3490,00	349,00	4,02



TUBERÍA ESTRUCTURAL CUADRADA

ASTM A500 GRADO C

$F_y = 3.515 \text{ kgf/cm}^2$



Diámetro Nominal	Dimensiones		Sección	Peso	Propiedades Estáticas		
	H x B	e			R	A	I
mm	mm		cm ²	kgf/m	cm ⁴	cm ³	cm
60 x 60	2,25	2,25	5,07	3,98	27,80	9,26	2,34
70 x 70	2,25	2,25	5,97	4,68	45,10	12,90	2,75
90 x 90	2,50	2,50	8,59	6,74	108,00	24,10	3,55
100 x 100	3,00	3,00	11,40	8,96	177,00	35,40	3,94
110 x 110	3,40	3,40	14,20	11,20	266,00	48,30	4,33
120 x 120*	4,00	6,00	18,20	14,30	407,00	67,30	4,74
135 x 135	4,30	8,60	21,70	17,00	604,00	89,50	5,28
155 x 155	4,50	9,00	26,20	20,60	971,00	125,00	6,09
175 x 175	5,50	11,00	36,00	28,30	1.690,00	193,00	6,85
200 x 200	5,50	8,25	41,75	32,77	2.597,67	259,77	7,89
*200 x 200	7,00	10,50	52,36	41,10	3.194,10	319,41	7,81
220 x 220	7,00	14,00	57,50	45,20	4.260,00	387,00	8,60
*220 x 220	9,00	13,50	73,18	57,45	5.317,27	483,39	8,52
260 x 260	9,00	18,00	86,90	68,20	8.920,00	686,00	10,10
*260 x 260	11,00	16,50	105,41	82,74	10.656,87	819,76	10,06

* Dimensiones Reales 121 x 121 mm

**ANEXO H. Tabla de tamaños estandarizados para pernos de anclaje,
ASTM A490**

**TABLA 3.4.-
Fuerzas mínimas de tracción T_b en los pernos**

Diámetro del perno d_b		Pernos A 325	Pernos A 490
mm	pulgadas	T_b (Kg)	T_b (Kg)
13	1/2	5.440	6.800
16	5/8	8.620	10900
19	3/4	12.700	15.900
22	7/8	17.700	22.200
25	1	23.100	29.000
29	1 1/8	25.400	36.300
32	1 1/4	32.200	46.300
35	1 3/8	38.600	54.900
38	1 1/2	46.700	67.100

ANEXO I. Tabla de aproximación de fracciones de pulgadas

Pulgadas		mm	Pulgadas		mm
1/64	.0156	0.3969	33/64	.5156	13.0969
1/32	.0312	0.7938	17/32	.5312	13.4938
3/64	.0469	1.1906	35/64	.5469	13.8906
1/16	.0625	1.5875	9/16	.5625	14.2875
5/64	.0781	1.9844	37/64	.5781	14.6844
3/32	.0937	2.3812	19/32	.5937	15.0812
7/64	.1094	2.7781	39/64	.6094	15.4781
1/8	.125	3.1750	5/8	.625	15.8750
9/64	.1406	3.5719	41/64	.6406	16.2719
5/32	.1562	3.9688	21/32	.6562	16.6688
11/64	.1719	4.3656	43/64	.6719	17.0656
3/16	.1875	4.7625	11/16	.6875	17.4625
13/64	.2031	5.1594	45/64	.7031	17.8594
7/32	.2187	5.5562	23/32	.7187	18.2562
15/64	.2344	5.9531	47/64	.7344	18.6531
1/4	.250	6.3500	3/4	.750	19.0500
17/64	.2656	6.7469	49/64	.7656	19.4469
9/32	.2812	7.1438	25/32	.7812	19.8438
19/64	.2969	7.5406	51/64	.7969	20.2406
5/16	.3125	7.9375	13/16	.8125	20.6375
21/64	.3281	8.3344	53/64	.8281	21.0344
11/32	.3437	8.7312	27/32	.8437	21.4312
23/64	.3594	9.1281	55/64	.8594	21.8281
3/8	.375	9.5250	7/8	.875	22.2250
25/64	.3906	9.9219	57/64	.8906	22.6219
13/32	.4062	10.3188	29/32	.9062	23.0188
27/64	.4219	10.7156	59/64	.9219	23.4156
7/16	.4375	11.1125	15/16	.9375	23.8125
29/64	.4531	11.5094	61/64	.9531	24.2094
15/32	.4687	11.9062	31/32	.9687	24.6062
31/64	.4844	12.3031	63/64	.9844	25.0031
1/2	.500	12.7000	1	1.000	25.4000

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TÍTULO	DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE PLÁSTICO PARA SU RECICLAJE
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CODIGO CVLAC / EMAIL
Prado G, Rosmery del V.	CVLAC: 19.775.182 EMAIL: rosmeryprado91@gmail.com

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

diseño
plástico
PET
maquina
trituradora
corte
extracción
estructura

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

El proyecto realizado, contempla el diseño de una máquina trituradora de plásticos PET, botellas, bajo la premisa de una producción de 28 kg/h y basado en una cantidad mensual de 4532 kg al mes, lo cual representa un promedio por persona igual a 0,76 kg por habitante, esto en el Municipio Simón Bolívar del estado Anzoátegui. La máquina diseñada tiene subsistemas de corte, de transmisión y de extracción, de plásticos PET triturados. Al respecto, se seleccionaron 20 cuchillas tipo flecha, de denominación CGA 1-2379 Y se determinó un diámetro de 40 mm para el eje del rodillo que mueve las mismas; dicho eje es de acero AISI 1040 laminado en caliente. Se seleccionaron rodamientos SKF 61908 y chumaceras NTN UCPG208G1 para dicho eje. La máquina será impulsada por un motor eléctrico WEG W22 IE2P55 1800 rpm y su velocidad será reducida a 750 rpm, como lo requiere el volante de inercia (polea mayor) del sistema de reducción, formado por 2 correas trapezoidales VV A68. El subsistema de extracción de plástico PET triturado, lo constituye un tornillo transportador helicoidal, diseñado para un diámetro de 6 pulgadas y una longitud de 4500 mm, con paso estándar. Para la estructura de soporte de la máquina trituradora de plástico PET, se verificó la integridad mecánica de vigas superiores, tubular cuadrado 90x90x2,50 mm y columnas, IPN 180, material que fue sugerido por la empresa RECIBAR, C.A., puesto que tienen en su almacén algunos metros de dichos perfiles en existencia. El anclaje de estas columnas, está conformado por placas ASTM A36 de 250mmx250mmx1,59 mm. Los cálculos realizados, demostraron que ambos elementos cumplen con las solicitaciones de la norma COVENIN 1618-98, ello respecto al esfuerzo máximo de flexión y a la deflexión máxima permitida. Se diseñaron y seleccionaron pernos ASTM A490 J de diámetro ½" y longitud de 500 mm. Se realizaron cálculos de soldaduras, obteniendo resultados satisfactorios respecto a la solicitación de la norma AWS D1.1-1 respecto al factor de seguridad para electrodos y material base, aunque se presumen un sobredimensionamiento; pero la unión no fallará. Se realizó un análisis estático modelado a partir del software Solid Works, obteniendo resultados satisfactorios para las tensiones de Von Mises y el desplazamiento.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / EMAIL				
García, Francisco	ROL	CA	AS X	TU	JU
	CVLAC:	5.188.071			
	EMAIL	garciacova@gmail.com			
Gómez, Carlos	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:				
	EMAIL				
Payares, Félix	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	5.976.608			
	EMAIL	fpayares@gmail.com			
	EMAIL				

FECHA DE DISCUSION Y APROBACIÓN:

2025	03	07
AÑO	MES	DIA

LENGUAJE: SPA

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

ARCHIVO (S):

NOMBRE DEL ARCHIVO	TIPO MIME
NAZTTG_PGRD2025	Application/msword

ALCANCE:

ESPACIAL:

TEMPORAL:

TITULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

AREA DE ESTUDIO:

Escuela De Ingeniería y Ciencias Aplicadas

INSTITUCION:

Universidad De Oriente/Núcleo De Anzoátegui

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**



**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
CONSEJO UNIVERSITARIO
RECTORADO**

CUN°0975

Cumandá, 04 AGO 2009

Ciudadano
Prof. JESÚS MARTÍNEZ YÉPEZ
Vicerrector Académico
Universidad de Oriente
Su Despacho

Estimado Profesor Martínez:

Cumplo en notificarle que el Consejo Universitario, en Reunión Ordinaria, celebrada en Centro de Convenciones de Cantaura, los días 28 y 29 de julio de 2009, conoció el punto de agenda **"SOLICITUD DE AUTORIZACIÓN PARA PUBLICAR TODA LA PRODUCCIÓN INTELLECTUAL DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE EN EL REPOSITORIO INSTITUCIONAL DE LA UDO, SEGÚN VRAC N° 696/2009"**.

Leído el oficio SIBI - 139/2009 de fecha 09-07-2009, suscrita por el Dr. Abul K. Bashirullah, Director de Bibliotecas, este Cuerpo Colegiado decidió, por unanimidad, autorizar la publicación de toda la producción intelectual de la Universidad de Oriente en el Repositorio en cuestión.

Comunicación que hago, a usted a los fines consiguientes.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE	
SISTEMA DE BIBLIOTECA	
RECIBIDO POR	<i>[Firma]</i>
FECHA	5/8/09
HORA	5:20

Cordialmente,

JUAN A. BOLANOS CUNPELA
Secretario



C.C: Rectora, Vicerrectora Administrativa, Decanos de los Núcleos, Coordinador General de Administración, Director de Personal, Dirección de Finanzas, Dirección de Presupuesto, Contraloría Interna, Consultoría Jurídica, Director de Bibliotecas, Dirección de Publicaciones, Dirección de Computación, Coordinación de Teleinformática, Coordinación General de Postgrado.

JABC/YOC/maruja

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS:

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:

“Los trabajos de grado son exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participa al consejo Universitario, para su autorización”.

Rosmery del V. Prado Guaipo

AUTOR

Prof. Carlos Gómez

JURADO

Prof. Félix Payares

JURADO

Prof. Francisco García

ASESOR

Prof. Carlos Gomes

Coordinador

Comisión de Trabajo de Grado

Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas