

**DISEÑO DE UNA TRITURADORA DE RESIDUOS SÓLIDOS TIPO PET PARA LA
FUNDACIÓN ALIANZA FORESTAL DE COLOMBIA E.S.P.**

JOSE LUIS HERNÁNDEZ MOYANO

DIEGO FONSECA LA ROTTA



UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA

ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

DUITAMA, BOYACÁ

2017

**DISEÑO DE UNA TRITURADORA DE RESIDUOS SÓLIDOS TIPO PET PARA LA
FUNDACIÓN ALIANZA FORESTAL DE COLOMBIA E.S.P.**

JOSE LUIS HERNÁNDEZ MOYANO

DIEGO FONSECA LA ROTTA



Director

ORLANDO DÍAZ PARRA

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA

ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

DUITAMA, BOYACÁ

2017

Nota de aceptación

Firma del jurado

Firma del jurado

Duitama, 2017

Dedicatoria

Este logro es dedicado primero a Dios, a mis padres que me orientaron por el sendero correcto de la vida, a mi familia y mis seres queridos por estar conmigo en todo momento; en especial a Angie Viviana, sin ti este logro no se hubiera podido concebir. A los profesores y directivos que contribuyeron en mi formación académica y profesional, y a los compañeros con los que compartí experiencias y conocimientos.

Contenido

	Pág.
1. Resumen	17
2. Introducción	18
3. Planteamiento del problema	20
3.1 Antecedentes del problema	20
3.2 Descripción del problema	20
3.3 Formulación del problema	20
4. Justificación	22
4.1 Justificación académica	22
4.2 Justificación técnica	23
4.3 Justificación económica	23
5. Objetivos	24
5.1 Objetivo general	24
5.2 Objetivos específicos	24
6. Marco Teórico	25
6.1 Marco Referencial	25
6.2 Marco institucional	26
6.2.1 Ubicación de la fundación forestal de Colombia E.S.P.	26
6.3 Generalidades de la empresa	26
6.3.1 Misión	26
6.3.2 Visión	26
6.4 Proceso del tratamiento R.S.U	28

DISEÑO DE UNA TRITURADORA DE RESIDUOS SÓLIDOS	6
6.5 Fases del tratamiento de los residuos sólidos	30
6.5.1 Fase Mesófila.	30
6.5.2 Fase Termófila	31
6.5.3 Fase de enfriamiento	32
6.5.4 Estabilización	32
6.6 Marco Legal	34
6.7 Características principales de los polímeros	34
6.8 Ensayos mecánicos de impacto	35
7. Diagrama de operaciones	39
7.1 Diagrama de proceso	41
7.2 Diagrama QFD	42
8. Desarrollo de la práctica	45
8.1 Principio de funcionamiento máquina trituradora	45
8.2 Parámetros para el diseño de la máquina	46
8.3 Diseño del eje de la trituradora	52
8.4 Diseño volante de inercia	55
8.5 Análisis Estático	59
8.5.1 Análisis estático eje con volante.	59
8.8 Analisis estatico flecha sin volante	77
8.9 Calculo de fatiga para la flecha sin volante	82
9. Uniones Soldadas	85
9.1 Soldadura separadores de material	85
9.2 Soldadura laminas laterales de la caja	86

DISEÑO DE UNA TRITURADORA DE RESIDUOS SÓLIDOS	7
9.3 Soldadura de la tolva	87
10. Diseño de cuñeros	88
10.1 Cuñero para engranajes rectos	88
11. Calculo de pernos y sujetadores	92
12. Estructura mesa para sistema de trituración	96
12. Análisis de elementos finitos	103
12.1 Análisis de elementos finitos eje con volante	103
12.1.1 Flecha con volante eje Y, factor de diseño	103
12.1.2 Flecha con volante eje Y, cortante.	104
12.1.3 Flecha con volante eje Z, factor de diseño	105
12.1.4 Flecha con volante eje Z, cortante	105
12.2 Analisis de elementos finitos eje sin volante	106
12.2.1 Flecha sin volante eje Y, factor de diseño	106
12.2.2 Flecha sin volante eje Y, tensión axial y deflexión	106
12.2.3 Flecha sin volante eje Z, factor de diseño	107
12.2.4 Flecha sin volante eje Z, cortante tensión axial	108
12.3 Analisis de elementos finitos pared de cojinetes	108
12.3.1 Von Misses	108
12.3.2 Factor de Diseño	109
13. Diseño eléctrico automatizado	110
13.1 Diseño de control eléctrico de la máquina	110
13.2 Diagrama Unifilar	111
13.3 Circuito de potencia	112

DISEÑO DE UNA TRITURADORA DE RESIDUOS SÓLIDOS	8
13.4 Circuito de control de la máquina	112
13.5 Tablero de Mando	113
13.4 Circuito de control	114
13.5 Circuito de control general	115
14. Conclusiones	116
15. Recomendaciones	117
16. Bibliografía	118
17. Anexos	119

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Ubicación de la empresa	27
Figura 2. Proceso de disposición de los R.S.U.	28
Figura 3. Reactor de deshidratación y reducción controlada	31
Figura 4. Reactor de deshidratación y reducción controlada	32
Figura 5. Reactor de deshidratación y reducción controlada	32
Figura 6. Reactor de proceso de estabilización	33
Figura 7. Símbolo universal del ABS de alta densidad	35
Figura 8. Máquina de ensayos universales Péndulo Charpy	36
Figura 9. Principio de funcionamiento ensayos de impacto	37
Figura 10. Esquema de funcionamiento péndulo Charpy	38
Figura 11. Diagrama de operaciones de la empresa	41
Figura 12. Diagrama de proceso de la empresa	42
Figura 13. Ponderaciones para diagrama QFD	42
Figura 14. Diagrama de QFD	44
Figura 15. Propiedades físicas del ABS de alta densidad	49
Figura 16. Reducción de velocidad mediante poleas	51
Figura 17. Ensamble de la caja de trituración en Solid Edge	52
Figura 18. Cuchilla modelada en Solid Edge	53
Figura 19. Principio de funcionamiento dinámico del volante de inercia	56
Figura 21. Diagrama de componentes mecánicos del eje con volante	60
Figura 22. Diagrama de cuerpo libre eje con volante	60

Figura 23. Diagrama del eje Y modelado como viga con dos apoyos	61
Figura 24. Diagrama de fuerzas cortantes eje Y	61
Figura 25. Diagrama de momentos eje Y	62
Figura 26. Diagrama de fuerzas en el engrane recto	64
Figura 27. Diagrama del eje Z modelado como viga con dos apoyos	66
Figura 28. Diagrama de fuerzas cortantes eje Y.	67
Figura 29. Diagrama de momentos eje Y	67
Figura 30. Esfuerzos cortantes y flectores medios y alternantes.	69
Figura 31. Criterio Goodman-Energía de la distorsión.	71
Figura 32. Diagrama de factor de concentración de esfuerzo por fatiga sometida a torsión, Shigley	73
Figura 33. Diagrama de factor de concentración de esfuerzo por fatiga sometida a flexión	73
Figura 34. Esfuerzos Von Misses	74
Figura 35. Comportamiento del movimiento solidario de los engranes	77
Figura 36. Diagrama de eje sin volante	78
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre eje sin volante.	78
Figura 38. Diagrama del eje Y modelado como viga con dos apoyos eje sin volante	79
Figura 40. Diagrama de momentos eje Y	80
Figura 41. Diagrama del eje Z modelado como viga con dos apoyos eje sin volante	80
Figura 42. Diagrama de cortantes eje Z	81
Figura 43. Diagrama de momentos eje Z	82

Figura 44. Esquema pieza separadores de material en Solid Edge	85
Figura 45. Acople de máquina en Solid Edge	86
Figura 46. Plano de la tolva de admisión	87
Figura 47. Distribución de la fuerza en el cuñero	88
Figura 48. Distribución de carga en el cuñero	89
Figura 49. Esquema de estría dentada para acople del volante de inercia, Mott	90
Figura 50. Fórmulas SAE para estrías rectas, Mott	90
Figura 51. Capacidad de par torsor para estrías rectas, Mott	91
Figura 52. Esquema de cono de Rostcher, Shigley	92
Figura 53. Triángulo de cálculo de dimensiones del agarre	93
Figura 54. Triángulo de medidas del agarre y longitud de acción del cono de Rotscher	94
Figura 55. Montaje de los pernos en pared de unión lateral	95
Figura 56. Modelo máquina trituradora	97
Figura 57. Estructura mesa para sistema de trituración.	98
Figura 58. Máquina trituradora de residuos sólidos empresa colombiana Mercado Libre	101
Figura 59. Máquina trituradora de residuos sólidos empresa colombiana Mercado Libre	101
Figura 60. Especificaciones máquina trituradora de plástico empresa ASIAN MACHINEY	102
Figura 61. F.E.A. Flecha con volante eje Y factor de diseño	104
Figura 62. F.E.A. flecha con volante eje y esfuerzo de cortadura	104

Figura 63. F.E.A. Flecha con volante Z factor de diseño	105
Figura 64. FEA flecha con volante eje z Cortante	106
Figura 65. FEA flecha sin volante factor de diseño	106
Figura 66. FEA flecha sin volante eje Y Tensión axial	107
Figura 67. FEA flecha sin volante eje Z factor de diseño	107
Figura 68. FEA sin volante eje Z cortante	108
Figura 69. FEA pared de mecanismos Von Misses	109
Figura 70. FEA pared de mecanismos factor de diseño	109
Figura 71. Diagrama Unifilar	111
Figura 72. Circuito de potencia	112
Figura 73. Circuito de control de la máquina.	113
Figura 74. Tablero de mando	114
Figura 75. Parámetros del armazón del motor	119
Figura 76. Plano indicativo de dimensiones del motor	120
Figura 78. Factores de corrección de potencia catálogo Dunlop	122
Figura 79. Diagrama de selección de tipo de poleas catálogo Dunlop	123
Figura 80. Diagrama de selección de tipo de poleas catálogo Dunlop	123
Figura 81. Tabla de diámetros mínimos tipos de poleas catálogo Dunlop	124
Figura 82. Tablas de selección de longitud primitiva catálogo Dunlop	125
Figura 83. Tabla de selección del Factor de corrección por longitud de la correa catálogo Dunlop	126
Figura 84. Tabla de Factor de corrección por área de contacto de la polea catálogo Dunlop	127

Figura 85. Tabla de selección de Prestación base de la correa catálogo Dunlop	128
Figura 86. Montajes de cojinetes de rodillos cónicos, Shigley	130
Figura 87. Tabla de selección de vida útil según uso de maquinaria catálogo SKF	131
Figura 88. Diagrama montaje de cojinetes de rodillos cónicos, Shigley	132
Figura 89. Diagrama de factor de viscosidad para cojinetes de rodillos cónicos, Shigley	134
Figura 90. Diagrama de factor de temperatura para cojinetes de rodillos cónicos, Shigley	135
Figura 91. Tabla de selección de cojinetes de rodillos cónicos catálogo SKF	136
Figura 92. Perfil del cojinete SKF seleccionado	136
Figura 93. Perfil del cojinete seleccionado.	137
Figura 94. Longitudes nominales brida de sujeción Norelem	138
Figura 96. Especificaciones Cojinete insertable	138
Figura 97. Dimensiones típicas de cuñeros Shigley	142
Figura 98. Medidas específicas para cuñeros MOTT	144
Figura 99. Propiedades soldadura Shigley	146
Figura 100. Plano separador de cuchillas lateral	146
Figura 101. Propiedades soldaduras de Flexión Shigley.	147
Figura 102. Propiedades soldaduras de Filete Shigley	148
Figura 103. Esquema de fuerzas en láminas laterales de la caja de cuchillas	150
Figura 104. Plano láminas laterales de la caja de cuchillas	150
Figura 105. Perfil de soldadura tabla 9-2 Shigley	151
Figura 106. Perfil de soldadura tabla 9-2 Shigley	152

Figura 107. Plano de la tolva	153
Figura 108. Cono de Rotscher.Shigley	155
Figura 109. Especificaciones del perno	156
Figura 110. Especificaciones de la tuerca	156
Figura 111. Triangulo de agarre	157
Figura 112. Triangulo de agarre con medidas del perno	158
Figura 113. Propiedades de material de los pernos Shigley	159
Figura 114. Diámetros de roscas Shigley	160

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Ponderación para el cálculo de las dimensiones del Volante de inercia	58
Tabla 2. Peso de los elementos mecánicos de la máquina.	96
Tabla 3. Valor elementos mecánicos y eléctricos de la máquina.	99

Lista de Anexos

	Pág.
Anexo A. Catalogo motor Siemens 40hp	1199
Anexo B. Cálculo de polea de transmisión	12121
Anexo C. Calculo y selección de cojinetes flecha con volante	13030
Anexo D. Cálculo de rodamientos flecha sin volante	1399
Anexo E. Diseño de cuñeros	14242
Anexo F. Uniones soldadas	1455
Anexo G. Cálculo de pernos y sujetadores	15555
Anexo H. Planos máquina	16161

1. Resumen

Este documento plasma el trabajo desarrollado en la empresa ALIANZA FORESTAL DE COLOMBIA E.S.P. correspondiente al diseño de una máquina trituradora de plástico automatizada.

Inicialmente se hizo un estudio sobre el proceso al que la empresa somete los Residuos Sólidos Urbanos en la Ciudad de Ibagué donde tiene su sede principal, de cómo interviene el proceso en las propiedades físicas de los plásticos y cómo el proceso beneficia al medio ambiente. La empresa nos instruyó sobre los requerimientos que ellos tenían para el diseño de la máquina. Con los parámetros necesarios para diseñar y calcular la máquina se procede a modelarla en su parte mecánica y en su proceso de control automatizado.

2. Introducción

El estilo de vida consumista que rige al mundo hace que cada día se produzcan miles de toneladas de residuos sólidos de los cuales muy pocos se pueden reutilizar o simplemente no se reutilizan porque los principales mecanismos para disponer estos residuos son la incineración o el enterramiento; además hay que hacer especial énfasis en que la mayoría de la sociedad no está culturizada para hacer una disposición correcta de los residuos sólidos que contribuya a disminuir el impacto de las basuras en el medio ambiente.

Nuestro país no es la excepción, en Colombia y en el mundo existe un grave problema con el manejo de la basura o disposición de los residuos sólidos urbanos R.S.U, este gran problema conlleva a que nuestro entorno cada día esté más contaminado. La mala y en muchos casos nula disposición de los R.S.U. hace que el ecosistema en el que habitamos sufra y se contamine, por lo que se genera el efecto invernadero que sumado a muchos factores contaminantes producen grandes cambios climáticos inesperados. Además las políticas sanitarias no están bien encaminadas hacia una disposición íntegra de estos residuos. Las políticas de tratamiento de los R.S.U. en su gran mayoría están orientadas hacia la disposición de los R.S.U. bajo tierra para que la naturaleza misma se encargue de asimilar la contaminación que producen estos residuos, que en casos como el plástico pueden tardar hasta siglos en degradarse.

Por ello la empresa en su misión, tiene como fin aprovechar al máximo los residuos sólidos en especial los plásticos ya que con su proceso de disposición de los R.S.U. hace que su degradación se produzca en un periodo de tiempo más corto

que con enterramiento en los rellenos sanitarios. Por ello la empresa requiere una automatización que le otorgue el beneficio de disponer de forma íntegra el material plástico que ellos procesan.

3. Planteamiento del problema

3.1 Antecedentes del problema

La disposición de los residuos sólidos es un problema que se presenta en todas las regiones del planeta sin importar si son de primer o de tercer mundo, en el 90% de las regiones del planeta se producen toneladas de basura que van a depositarse en rellenos sanitarios donde la naturaleza tiene que deshacerse de ellos contaminando vastas regiones de ecosistemas. Tan solo en la ciudad de Ibagué se han llegado a recolectar hasta 380 toneladas de basura por día, de la cual un gran porcentaje siempre es plástico. La disposición de dichos residuos es una labor tediosa por la contaminación que generan además de los malos olores y vectores de enfermedades que se generan al almacenar estos residuos (CORTOLIMA, 2007).

3.2 Descripción del problema

Los plásticos son unos de los residuos sólidos que tardan mayor tiempo en degradarse naturalmente y a su vez uno de los materiales que tienen mayor índice de reciclabilidad (Zeng & Jinhui, 2016). Su degradación tarda más ya que su cadena carbonada es muy resistente. Al tener un tiempo largo de descomposición natural, los plásticos son la mayor causa de contaminación del medio ambiente. Por ello se requieren estrategias ya sean técnicas o políticas que contribuyan a disminuir y reutilizar de forma íntegra la cantidad de polímeros de tipo plástico que se producen y desechan día a día.

3.3 Formulación del problema

Las grandes concentraciones de desechos plásticos obligan a la empresa FUNDACIÓN ALIANZA FORESTAL DE COLOMBIA E.S.P. a disponer de los

residuos sólidos de la ciudad de Ibagué y generar procesos de reciclado y reutilización íntegra de los plásticos; para ello se requiere una máquina automatizada que contribuya con la trituración y mejor disposición del material.

Inicialmente se había planteado que el diseño de la maquina triturara PET, pero, por petición de las directivas de la empresa y llegando a una concertación ente los practicantes y el jefe de área se llegó a la conclusión de que la máquina debe ser diseñada para el corte de un polímero más fuerte como lo es el ABS, este plástico es usado típicamente en aplicaciones electrónicas, sector automotriz y juguetes; lo que hace que tenga un mercado de reutilización mayor al del plástico PET. Por ello es imperativo para la empresa obtener un diseño de una máquina trituradora de R.S.U. tipo ABS para tener un ciclo íntegro de disposición de este plástico.

4. Justificación

El incremento gradual de basura ha afectado al país y al mundo de manera drástica en los últimos años, Colombia al no ser un país de primer mundo no posee la capacidad ni la infraestructura para reutilizar completamente los residuos sólidos que se generan a diario, la infraestructura de las compañías prestadoras del servicio del país en la mayoría de los casos es obsoleta. Toda empresa que se dedica al sector de recolección y tratamiento de residuos sólidos bien sabe que su disposición se hace complicada por el tiempo que tardan en descomponerse los residuos sólidos principalmente los plásticos.

La FUNDACIÓN ALIANZA FORESTAL DE COLOMBIA E.S.P. se dedica a tratar los residuos sólidos de manera amigable con el medio ambiente, por medio de diferentes fases de tratamiento de los residuos se logra que con un tiempo de disposición menor se obtengan excelentes resultados. La provisión de la Trituradora de residuos sólidos es esencial para poder prestar un adecuado servicio de tratamiento de R.S.U. plásticos que se recolectan en las diferentes ciudades a nivel nacional en las que la fundación tiene presencia.

4.1 Justificación académica

Teniendo en cuenta que la Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia se preocupa por la preservación del medio ambiente, se hace necesario que el estudiantado y el cuerpo de profesores enfoquen estudios técnicos para mejorar la calidad de nuestro entorno mediante la investigación y aplicación de herramientas cognitivas que fortalezcan los conocimientos en pro de generar procesos que brinden soluciones ambientales eficaces.

4.2 Justificación técnica

Para el soporte del diseño mecánico de la máquina se utilizarán herramientas de análisis de elementos finitos que sustenten los cálculos establecidos bajo criterio de los estudiantes diseñadores que brinden seguridad a la hora de implementar el diseño que se presenta en este documento. Del mismo modo el diseño eléctrico se realizará para automatizar el proceso eficientemente.

4.3 Justificación económica

En lo concerniente a la justificación económica el índice de reciclabilidad de los plásticos es alto en especial el del ABS de alta densidad por sus diversas aplicaciones y resistencia al impacto, lo que hace que el tratamiento y disposición de los RAEE (Residuos de aparatos eléctricos y electrónicos) o E-WASTE (raee.org.co, 2014) (Basura electrónica) sea una actividad en la cual la ganancia económica es considerable.

5. Objetivos

5.1 Objetivo general

Diseñar una Trituradora tipo industrial para la empresa FUNDACIÓN ALIANZA FORESTAL DE COLOMBIA, que aumente la calidad en la disposición de los residuos tipo PET facilitando la disposición de dichos residuos para así reducir costos y tiempo de trabajo.

5.2 Objetivos específicos

- Obtener los parámetros necesarios que se deben tener en cuenta para el diseño de la máquina trituradora de PET que facilite la disposición y reutilización de dichos desechos.
- Modelar un diseño atractivo, ligero y muy eficaz; capaz de satisfacer las exigencias de procesamiento de residuos tipo PET para la FUNDACIÓN ALIANZA FORESTAL DE COLOMBIA.
- Realizar un estudio de esfuerzos y fuerzas resultantes para la máquina que se va diseñar, teniendo en cuenta las condiciones y tiempo de trabajo al cual se va someter.
- Recopilar información necesaria para adecuar el diseño a los parámetros requeridos del proceso a controlar por la máquina.
- Utilizar todas las herramientas a nuestro alcance para diseñar un tipo económico y práctico de Trituradora.

6. Marco Teórico

6.1 Marco Referencial

La FUNDACIÓN ALIANZA FORESTAL DE COLOMBIA E.S.P. es una empresa que se dedica a la recolección y tratamiento de los residuos sólidos urbanos (RSU) en diferentes ciudades y municipios de territorio nacional con sede principal en Ibagué; es una organización formada por un grupo interdisciplinario de técnicos y profesionales dedicados exclusivamente a proyectos de conservación, protección, restauración y bio-remediación del medio ambiente, especialmente en los sitios de disposición final. Uno de los tantos procesos que maneja la empresa es el aprovechamiento integral de los residuos sólidos plásticos con el cual se obtendrán productos finales que sean reutilizables disminuyendo el impacto ambiental que causan los RSU.

El objetivo principal del proyecto es automatizar el proceso de disposición de residuos sólidos tipo ABS en la empresa para su posterior aprovechamiento y reutilización contribuyendo así a reducir la carga de contaminación que se genera en las ciudades y municipios de Colombia en donde la empresa hace presencia.

La reducción en tiempo y mejora en el proceso de aprovechamiento de los Residuos Sólidos Urbanos (RSU) hace que la empresa pueda obtener un beneficio adicional a la simple estabilización de dichos residuos, ya que con la trituración del ABS se pueden crear procesos post productivos del cual se obtenga un lucro adicional.

Nos proponemos diseñar una máquina que cumpla los parámetros de trabajo que requiere la empresa y que contribuya a mejorar el proceso de tratamiento y

disposición de los RSU tipos ABS, para esto se hace necesario un diseño eficaz que se adecúe al proceso de tratamiento de RSU de la empresa.

6.2 Marco institucional

6.2.1 Ubicación de la fundación forestal de Colombia E.S.P. Actualmente la planta se ubica en la ciudad de Ibagué, allá se encuentra toda la parte de investigación y la oficina de control de las plantas a cargo. La fundación Forestal de Colombia esta provista para trabajar en cualquier lugar que se encuentre autorizado por el P.O.T. y P.G.I.R. Cabe agregar que pueden operar en cualquier lugar geográfico del país, independiente del clima, temperatura y altitud.

6.3 Generalidades de la empresa

6.3.1 Misión. Desarrollar proyectos de beneficios medio ambientales y socio-económicos, implementando la tecnología basura cero en empresas públicas y/o privadas, haciendo énfasis en el desarrollo de proyectos con beneficios ambientales y económicos para la sociedad, además de la recuperación de áreas degradadas

6.3.2 Visión. Ser la empresa líder a nivel nacional e internacional en el tratamiento a los residuos sólidos urbanos y rurales, tratamiento de aguas residuales, reciclaje y restauración de áreas degradadas con proyectos de reforestación y medio ambientales que apliquen una política ambientalmente sostenible acorde a las necesidades de cada región.

La sede principal de la empresa se ubica Colombia departamento del Tolima, ciudad de Ibagué. Dirección Calle 16 No. 7-11.

6.4 Proceso del tratamiento R.S.U

Esquema en planta del ciclo de los R.S.U en los reactores de deshidratación y reducción controlada

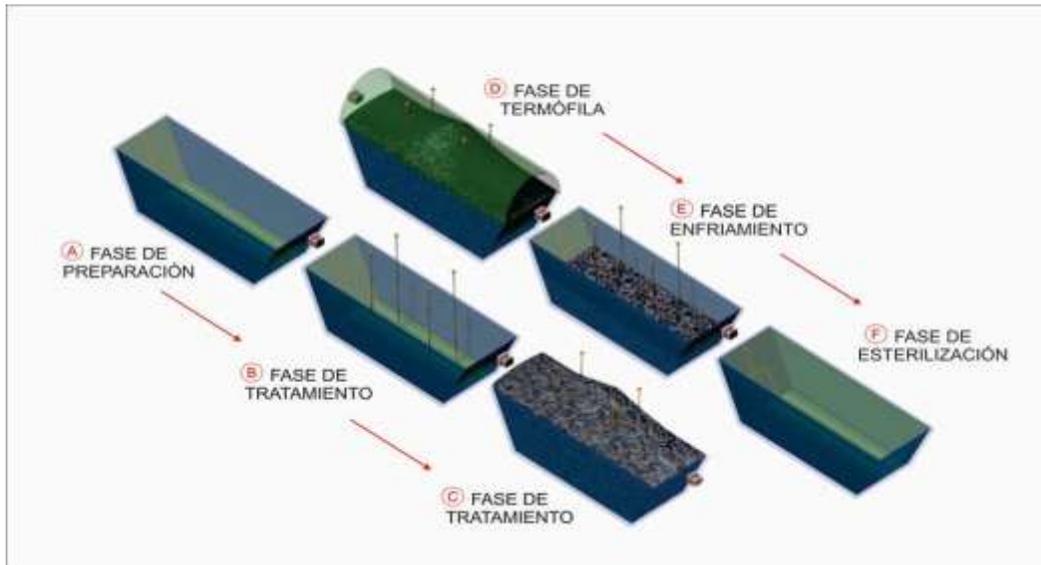


Figura 2. Proceso de disposición de los R.S.U. Fuente Empresa

6.4.1 Descripción del proceso de la empresa.

A continuación explicaremos los procesos de mayor relevancia en la empresa con el fin de saber los tratamientos realizados a los R.S.U.

6.4.1.1 Preparación para el depósito de R.S.U.

a) La base y paredes del reactor se impermeabilizan para evitar el contacto de los residuos sólidos urbanos sin tratar con el terreno.

b) Se instala el sistema para la inyección de fluidos.

c) Se instalan los sensores de control y monitoreo.

d) Se adecúa la plataforma de recibo

e) Para garantizar que el sistema quede aislado del entorno y protegerlo de fenómenos meteorológicos como la lluvia, se procede a cubrir el sistema con una

estructura tipo invernadero, con cubierta estática u corrediza, que permita un flujo constante de aire, lo cual se determina dependiendo de diferentes factores como volumen de residuos a tratar, temperatura, altura, terreno, etc, de cada lugar.

f) Se implementa el sistema de descontaminación por medio de luz germicida.

6.4.2 Tratamiento.

a) Se Ingresan los R.S.U a tratar al reactor de deshidratación y reducción controlada.

b) Se aplican insumos propios de la TECNOLOGÍA BASURA CERO para iniciar el proceso de estabilización y reducción, acorde a lo establecido por el sistema de control y monitoreo y se controlan variables como: la humedad, el pH, la relación carbono nitrógeno, la temperatura, entre otros.

c) Gracias a los procesos difusivos, al cambio de temperatura producto de las reacciones exotérmicas y a los gradientes de concentración de agua, se inicia el proceso de reingreso del agua a su ciclo natural.

d) Producto del proceso de estabilización y de recuperación del agua contenida en los R.S.U a su ciclo natural, el volumen de los residuos en el reactor disminuye, obteniéndose, luego de haberse depositado la última tonelada de basura un material inocuo, estabilizado en equilibrio térmico con el ambiente y una reducción drástica del volumen de los residuos hasta en un 60%.

e) Terminado el proceso dentro del reactor aerobio de deshidratación y reducción controlada se hace la valoración de los residuos, separando el compost que podrá utilizarse en jardinería o reforestación y la valoración de los residuos reciclables para proceder a su reutilización.

f) Durante el periodo de maduración se realiza el proceso en otro biorreactor u otros biorreactores preparados previamente de acuerdo al volumen de residuos.

g) Este proceso se continúa en forma cíclica pudiéndose utilizar indefinidamente el terreno, conservando las ventajas ya mencionadas.

6.4.3 Equipo de control y monitoreo. Se cuenta con puntos de muestreo para cada reactor de deshidratación y reducción controlada en los cuales se tomará la información de las medidas de temperatura, humedad y acidez y metano.

Los datos así adquiridos serán recolectados por un Datalogger y enviados a través de radiofrecuencia a una estación receptora, en donde un sistema de recepción almacenara los datos y los desplegará usando instrumentos virtuales.

Elementos que integraran el sistema de monitoreo del reactor de reducción controlada:

6.4.4 Sensor referencia rango

Temperatura DS18520 55-120°C

Humedad Humedad 1 0 a 100%

Datalogger SIMOVA No Aplica

a) Sensor de inspección de gas metano.

b) Medidor de acidez.

c) Medidor de temperatura

d) Medidor de Metano

6.5 Fases del tratamiento de los residuos sólidos

6.5.1 Fase Mesófila. La fase mesófila o de temperatura moderada, se caracteriza por una reacción de asimilación de nutrientes de la materia orgánica a

los microorganismos con la aplicación de insumos. Esta fase es corta, comienza con la adaptación de los microorganismos y por el incremento de la temperatura, hasta alcanzar un promedio de (30° C) treinta grados centígrados

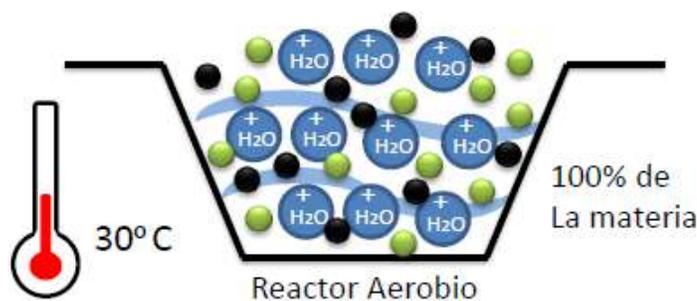


Figura 3. Reactor de deshidratación y reducción controlada. Fuente Empresa

6.5.2 Fase Termófila. En la fase termófila o de alta temperatura se producen reacciones de auto oxidación de los microorganismos provocando una disminución de la microflora mesófila hasta la metabolización completa de los sustratos simples, quedando la materia más resistente, degradándose a ritmos más lentos. La temperatura se incrementa fuertemente llegando a los (85°C) ochenta y cinco grados centígrados.

Los microorganismos que son incapaces de tolerar altas temperaturas mueren o forman esporas, mientras que los microorganismos termófilos se ven favorecidos y predominan. Si la temperatura continua aumentando, estos se ven afectados y su actividad disminuye.

La selección del rango de temperatura de funcionamiento óptimo se basa en la información obtenida por medio del monitoreo en tiempo real, en las cuales se tienen en cuenta la forma de distribuir el calor generado, la humedad presente en los residuos, así como el flujo y la distribución del aire en la masa que se encuentra en

el proceso de transformación, de acuerdo a las investigaciones realizadas por nuestro personal científico.

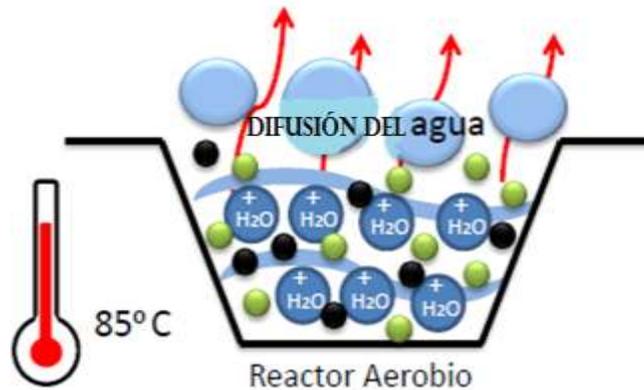


Figura 4. Reactor de deshidratación y reducción controlada. Fuente Empresa

6.5.3 Fase de enfriamiento. En la fase de enfriamiento o maduración se produce la reducción de la actividad microbiana perdiendo calor el reactor, conllevando a la disminución de la temperatura obteniendo la maduración, en donde la masa final se encuentra en equilibrio térmico con la temperatura ambiente, lográndose una drástica reducción de la masa inicial de los Residuos Sólidos por la pérdida considerable de agua y su metabolización.

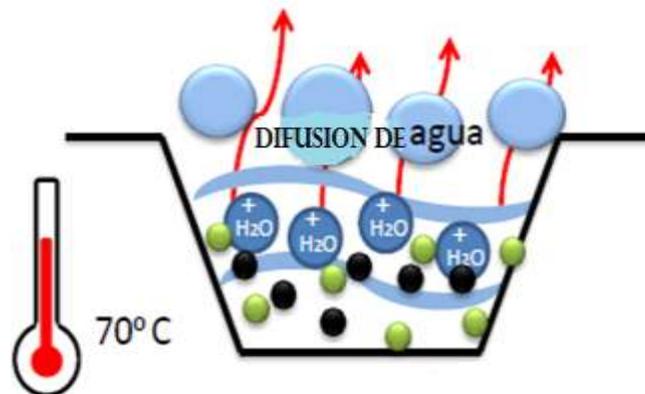


Figura 5. Reactor de deshidratación y reducción controlada. Fuente Empresa

6.5.4 Estabilización. Al finalizar la aplicación de la tecnología, se obtiene

materia estabilizada libre de vectores, moscas o malos olores, lixiviados, sin generar gases tóxicos como el sulfuro de hidrógeno y de gases de efecto invernadero como el metano, minimizando el dióxido de carbono.

Los reactores de deshidratación y reducción controlada utilizados, permiten un mayor control y la optimización del proceso, a diferencia de los sistemas abiertos, como hileras o pilas, o de sistemas convencionales anaerobios como los rellenos sanitarios.

Adicionalmente este sistema, al ser confinado, propicia el manejo de una mayor cantidad de residuos sólidos urbanos en una menor área de terreno.



Figura 6. Reactor de proceso de estabilización. Fuente Empresa

Producto del proceso de estabilización y de recuperación del agua contenida en los R.S.U a su ciclo natural, el volumen de los residuos en el reactor disminuye, obteniéndose, luego de haberse depositado la última tonelada de basura un material inocuo, estabilizado en equilibrio térmico con el ambiente y una reducción drástica del volumen de los residuos hasta en un 60% y en sus propiedades físicas hasta un 30%.

Terminado el proceso dentro del reactor aerobio de deshidratación y

reducción controlada se hace la valoración de los residuos, separando el compost que podrá utilizarse en jardinería o reforestación y la valoración de los residuos reciclables para proceder a su reutilización.

Durante el periodo de maduración se realiza el proceso en otro biorreactor u otros biorreactores preparados previamente de acuerdo al volumen de residuos. Este proceso se continúa en forma cíclica pudiéndose utilizar indefinidamente el terreno, conservando las ventajas ya mencionadas.

6.6 Marco Legal

Para realizar diseño de la máquina se debe apegar a la directrices trazadas para la realización de diseños mecánicos, eléctricos y electrónicos como los son las normas técnicas colombianas que rigen los diseños además seguir orientaciones concepción de diseño, como la ASTM para los materiales

- **NTC GTC 24:** Por la cual se ofrecen guías técnicas para realizar la separación de los materiales que constituyen los residuos no peligrosos, en las diferentes fuentes de generación: doméstica, comercial, industrial. Igualmente da orientaciones para realizar su recolección y disposición en la fuente.

- **NTC 2050:** Por la cual se dictan pautas para salvaguardar personas que están contacto con el flujo de electricidad previendo la disposiciones necesarias para la seguridad

- **NTC 2289:** Por la cual se establecen criterios aplicativos para barras de acero y soldadura. Así como ensayos para diversos tipos de barras de acero.

6.7 Características principales de los polímeros

Los polímeros o plásticos son uno de los materiales que más se usan y se

desechan a diario, debido a sus características y propiedades físicas que puede combinar alta resistencia siendo ligeros y muy duraderos. El polímero objeto de estudio de este documento es el ABS de alto impacto (Acrilonitrilo butadieno estireno) por estructura química de bloques de acrilonitrilo proporciona rigidez, dureza, resistencia a ataques químicos y estabilidad a altas temperaturas, propiedades que en la industria electrónica y automotriz son muy apreciadas; además de ser uno de los polímeros más difíciles de reciclar ya que posee un potencial de reciclabilidad alto en comparación a otros polímeros comerciales.

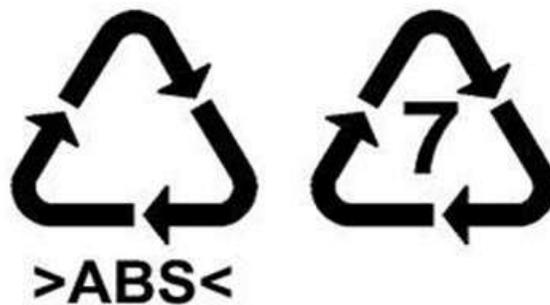


Figura 7. Símbolo universal del ABS de alta densidad. Fuente Autores

Para obtener un parámetro de diseño con el cual se inicie el cálculo de los elementos mecánicos nos basamos en la resistencia al impacto del polímero, la cual sirve para medir la cantidad de energía necesaria para cortar el material plástico, y ya que las cuchillas desgarran el plástico reducido en su propiedades en un 70% después de haber pasado por el proceso de la empresa la prueba de Impacto para polímeros denominada prueba Izod nos sirve para obtener este parámetro de diseño.

6.8 Ensayos mecánicos de impacto

La investigación realizada concluyó que la mejor opción para determinar un

parámetro que nos permitiera diseñar la máquina bajo una condición de impacto físico era la Prueba Izod de impacto.

Esta prueba se basa en el principio de funcionamiento del Ensayo Charpy el cual utiliza un péndulo del mismo nombre, permite determinar la tenacidad de un material obteniendo su resiliencia. La diferencia entre estos dos ensayos son básicamente dos: el ensayo Charpy se usa principalmente para materiales de mayor resiliencia como metales y la prueba Izod se usa para materiales como polímeros, de hecho el péndulo de Charpy se usa en los dos ensayos.



Figura 8. Máquina de ensayos universales Péndulo Charpy. Fuente Autores

La diferencia radica en las mordazas y la escala de lectura de los datos y que

la probeta de la prueba Izod se sostiene como viga en voladizo, la forma del puntero del péndulo varia ligeramente (Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, 2011).

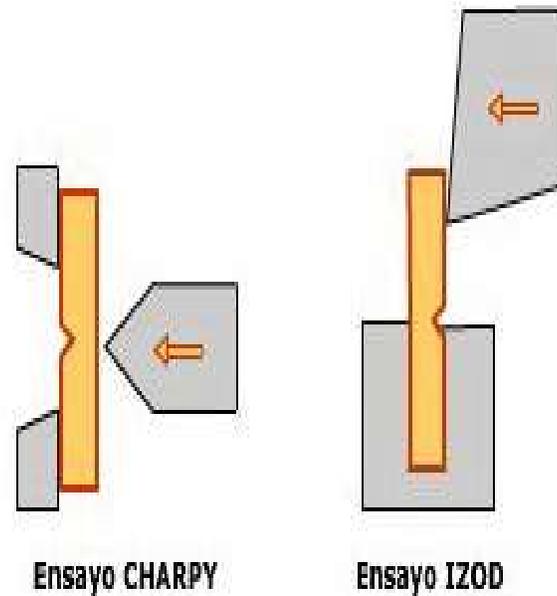


Figura 9. Principio de funcionamiento ensayos de impacto. Fuente Escuela Colombiana de ingeniería Julio Garavito

En la prueba Charpy la probeta de prueba normalizada según normas ASTM las mordazas deben tener una longitud de 40mm mientras que en la prueba Izod debe tener una longitud de 22mm⁴. Mediante un balance de energía potencial se obtiene y con unas velocidades iniciales y finales se obtiene una lectura de la energía necesaria para romper el material.

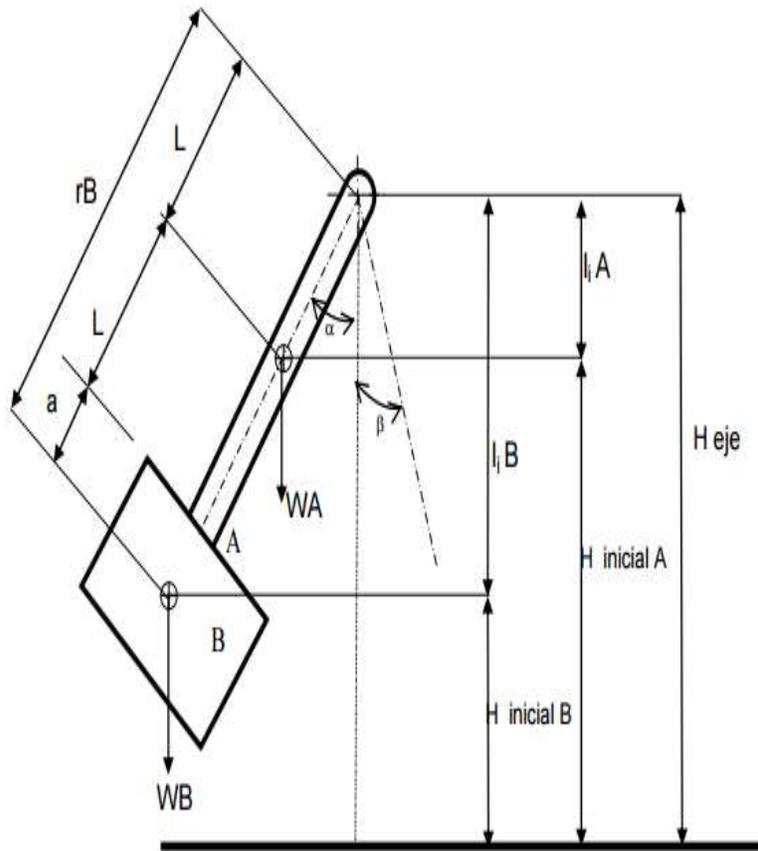


Figura 10. Esquema de funcionamiento péndulo Charpy. Fuente Escuela Colombiana de ingeniería

Julio Garavito

7. Diagrama de operaciones

El siguiente diagrama muestra las operaciones que se deben realizar en el plástico desde el inicio hasta la culminación del proceso.

El proceso requiere de entradas: Lubricantes y Materia prima plástico que son indispensables para el desarrollo y culminación del proceso.

- Lubricantes son necesarios para el funcionamiento de las piezas móviles de la maquina (eje, cuchillas, engranes, cojinetes) permiten el correcto movimiento rotatorio mediante la reducción de fricción al disminuir el contacto entre elementos mecánicos

- Materia prima: Residuos plásticos recolectados en la Ciudad de Ibagué – Tolima.

Las operaciones son la secuencia cronológica de actividades que debe seguir el plástico durante el proceso de trituración,

- Recepción de residuos plásticos: Ingreso de materia prima (Diversos tipos de plástico, Pet, Polietileno, Poliestireno, ABS, etc).

- Almacenamiento: La materia prima suele estar almacenada en contenedores metálicos en un periodo de tiempo entre 30 - 60 minutos.

- Separación de materia prima: Fragmentación de plástico de desechos sólidos y orgánicos.

- Deshidratación: Ingreso de plástico a cámaras de secado.

- Aplicación de agentes Biológicos y sustancias Químicas: Estos aditivos que son propios de la empresa son añadidos en reactores que eliminan bacterias, deshidrata el material y a su vez hace que el plástico reduzca sus propiedades

físicas en un 70%.

- Drenaje de líquidos Lixiviados: Extracción de impurezas líquidas del plástico para su deshecho.

- Maduración: El material se deja reposar por periodo corto de tiempo para que absorba los aditivos añadidos.

- Disposición del plástico a banda transportadora: El material seco es colocado en una banda que lo transporta de los reactores hacia la máquina trituradora.

- Trituración: El diseño de la caja de mecanismos de corte garantiza que el material plástico que se ingresa sea triturado.

- Disposición de Pellets a banda transportadora: Culminado el proceso de trituración los pellets tendrán un tamaño aproximado de 2,5x2,5cm, se dispondrán en una banda transportadora hacia el proceso de empaque.



Figura 11. Diagrama de operaciones de la empresa. Fuente Autores

7.1 Diagrama de proceso

El diagrama muestra la secuencia cronológica de todas las operaciones, transporte, inspección, espera, almacenamiento, tiempo necesario para el desarrollo del proceso y observaciones que especifican lo que es requerido en la actividad.

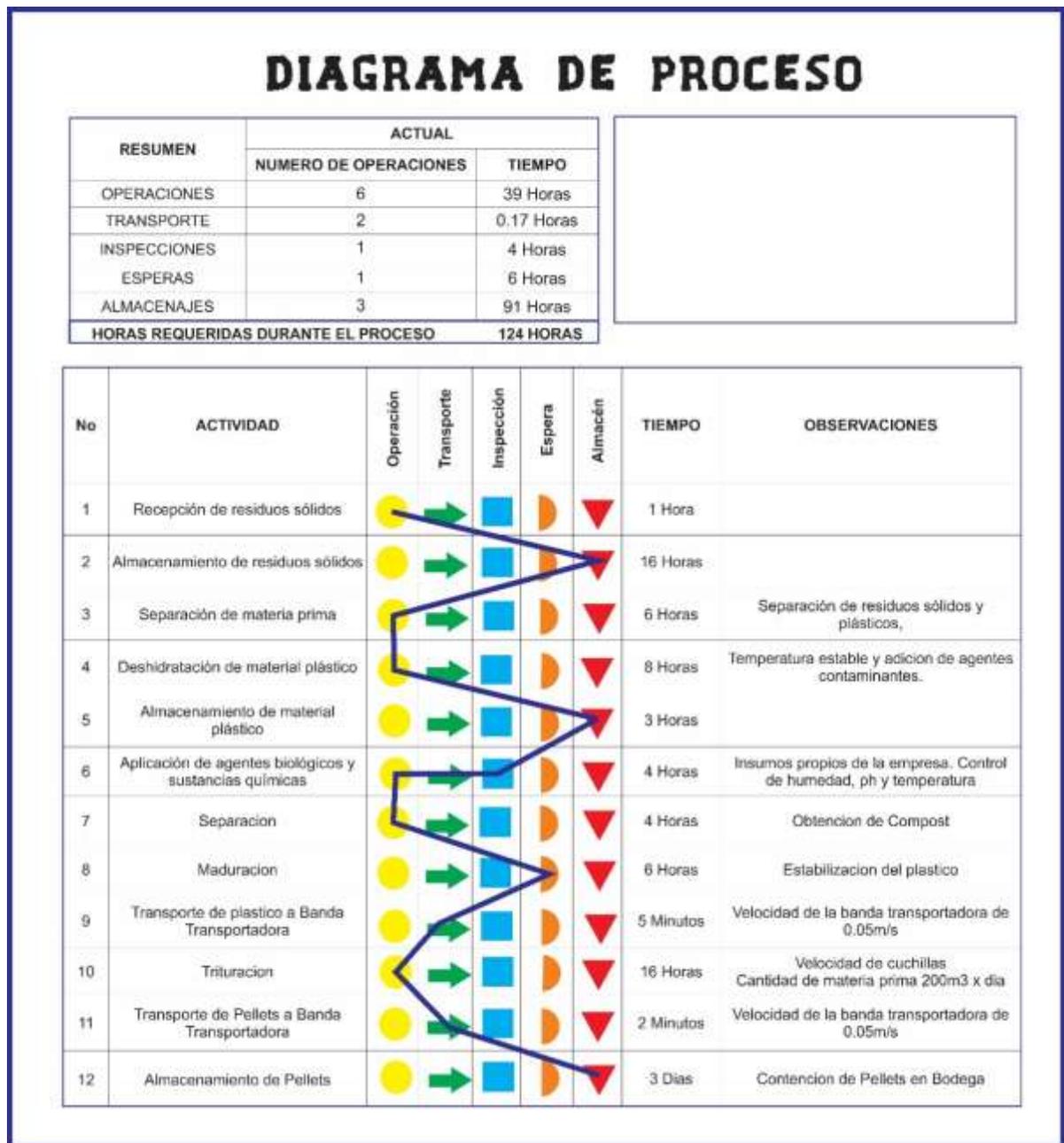


Figura 12. Diagrama de proceso de la empresa. Fuente Autores

7.2 Diagrama QFD

El diagrama o matriz QFD es un método de gestión de calidad que se utiliza para integrar los requerimientos (Voz del cliente) de la empresa con respecto a la calidad del diseño. El objetivo de la matriz es establecer prioridad a los requerimientos del cliente con la que se tomará las acciones correspondientes. El cuadro de requerimientos son los ítems que el cliente exige para el diseño de la máquina se pondera de acuerdo a la importancia establecida, los CÓMO es la estrategia que se concluye para resolución de los QUÉ. La ponderación general se asigna de la siguiente manera:

TABLA DE PONERACION	
MUY SUPERIOR	9
SUPERIOR	7
MEDIO	5
INFERIOR	3
MUY INFERIOR	1

Figura 13. Ponderaciones para diagrama QFD Fuente Autores

El cuadro de análisis de competencia (máquinas de trituración de un eje, de mandíbula y de husillos) nos da una visión de cómo estos diseños dan solución a los requerimientos del cliente, si genera solución óptima a la problemática la ponderación será de 9 y así respectivamente. Este análisis nos proporciona un punto de partida de mejora para el diseño y de esta forma empezar actuar ante las posibles acciones.

La matriz de ponderación de los Cómo se realiza mediante el nivel interacción

entre ellos; se realiza la sumatoria y sus resultados se encuentran en la tabla como ponderación 1. La ponderación 2 es la división de la ponderación 1 con el número menor de esta con el fin de obtener un resultado más exacto.

La matriz principal es la relación entre los Qué y los Cómo. El análisis por columnas se realiza mediante la Ponderación del primer requerimiento multiplicado por la ponderación 2 y multiplicado por interacción entre los Qué y los Cómo y así sucesivamente hasta obtener la sumatoria de todas las columnas, llamado Ponderación Absoluta.

La Ponderación Relativa es la división del menor resultado de la Ponderación Absoluta anteriormente hallada. Este proceso de ponderación se realiza con el fin de establecer la importancia técnica de cada Cómo. En este caso la prioridad principal está en el eje doble, ya que mediante este se puede agilizar el proceso de trituración, brindando mayor precisión de corte en el material plástico. Las siguientes prioridades son la velocidad de las cuchillas y los sensores del circuito de control de la máquina haciendo de ellos parámetros que necesitan especial enfoque en su diseño.

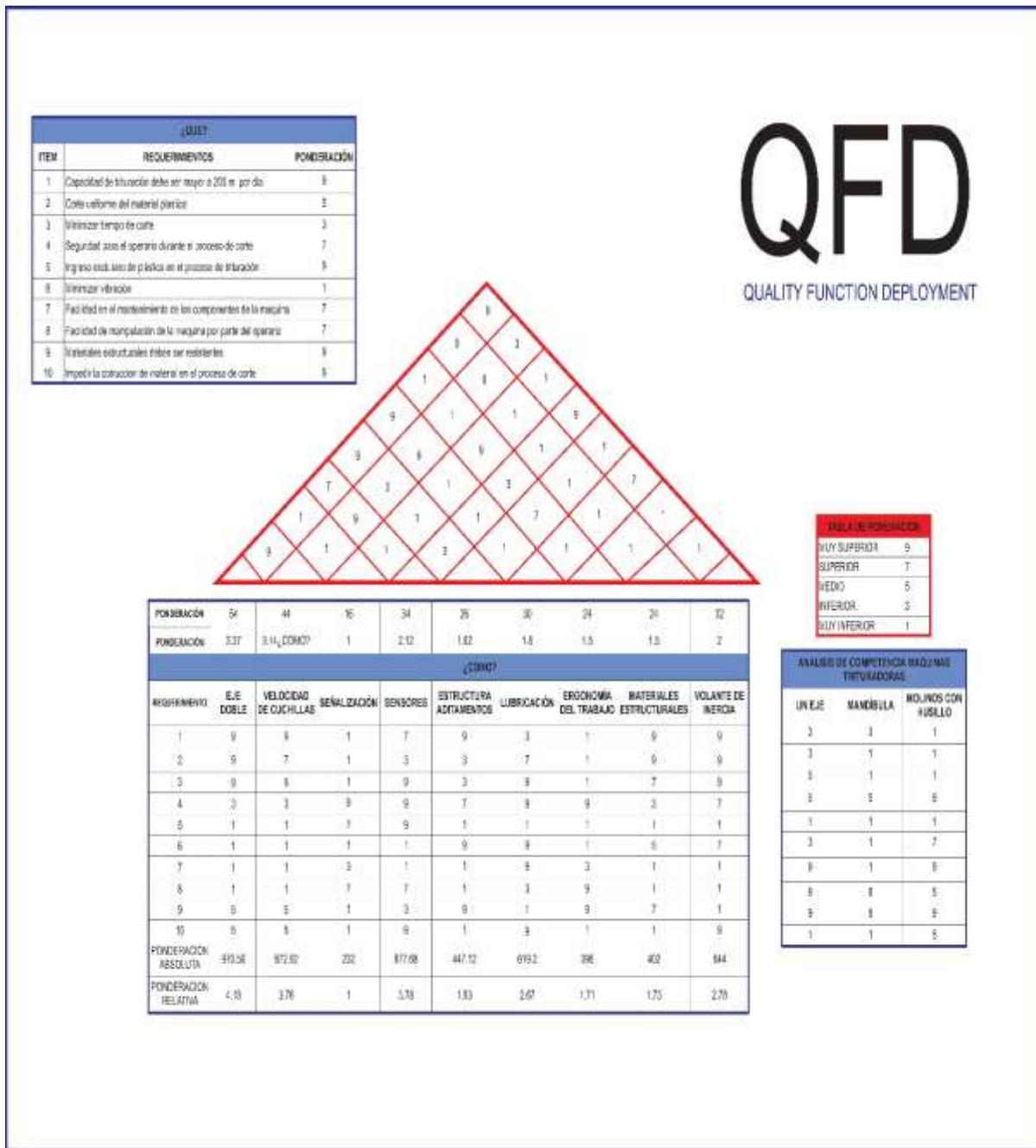


Figura 14. Diagrama de QFD. Fuente Autores

8. Desarrollo de la práctica

8.1 Principio de funcionamiento máquina trituradora

El tipo de trituradora que se eligió para la máquina es el de cuchillas rotativas las cuales van acopladas a un eje que al hacer girar las cuchillas van desgarrando el material que se inserta dentro de la caja de trituración. La caja de trituración se hará por medio de dos ejes que girarán solidariamente pero en sentido contrario para hacer el corte del material más eficiente. La disposición y ensamble de las cuchillas se harán sobre un eje hexagonal que facilite su montaje. Además las cuchillas tendrán un corte cada noventa grados, o sea cuatro cortes por cada revolución de giro del eje. El corte helicoidal es el más usado en trituradoras de potencia sometidas a cortar materiales duros por ello la disposición de la cuchillas se hará para que el corte de todo el conjunto de las cuchillas sea helicoidal.

El tipo de corte puede llegar a generar inercia con la cual el material puede saltar y vulnerar la seguridad del operario a cargo, para evitar esto se diseña la tolva garantizando que el material que se tritura se conserve dentro del sistema mecánico de trituración. Además posee paneles laterales para que el operario pueda observar bajo qué circunstancias se está realizando la trituración dándole ergonomía al diseño. Para garantizar el funcionamiento correcto y continuo de la máquina se diseña un volante de inercia que garantice el almacenamiento de energía mecánica en el eje impulsor en caso de que el sistema de trituración se obstruya de alguna manera. Usando fundamentos de dinámica de cuerpo rígido se logró establecer las medidas de un volante de inercia que brindara energía mecánica al eje impulsor cada noventa grados.

En lo que concierne al diseño de control eléctrico se hace con la función de controlar de manera segura el proceso de corte integrando un arrancador suave al motor trifásico para que el par de arranque no dañe el eje; inversor de giro acoplado a un sensor de torque que indicará si el eje de las cuchillas hace que el motor trabaje por encima de su carga de trabajo nominal evidenciando que hay una interferencia debido a que un material no se puede cortar o hay un desalineamiento de los ejes. Además de ello en la banda transportadora habrá sensores inductivos que nos indiquen si hay una entrada de material tipo ferroso y sensores de nivel para el depósito del material triturado.

8.2 Parámetros para el diseño de la máquina

En la ciudad de Ibagué se producían 220 toneladas de basura diarias en el año 1994 según el gobierno nacional, Cortolima estima que en el año 2007 el municipio de Ibagué manejaba aproximadamente 380 toneladas de residuos por día (CORTOLIMA, 2007), ya que el municipio también ayuda en la disposición de los residuos sólidos de municipios aledaños como Alvarado, Anzoátegui, Piedras, Santa Isabel y Venadillo. Teniendo en cuenta que crecimiento durante 13 años de recolección de residuos sólidos aumentó un 73% del periodo de 1994 al 2007 y que la tendencia de crecimiento se mantenga durante otros 13 años más, se puede inferir que a 2020 también se aumentará la producción de residuos en un 70%; lo que quiere decir en ese periodo de tiempo se podrán recolectar fácilmente hasta 646 toneladas de residuos por día equivalentes a 19380 toneladas de residuos sólidos mensuales. Haciendo un estimado de que el 60% de estos residuos sean de tipo plástico se tendrían una aproximación de 12000 toneladas mensuales de plástico

para triturar. En aras de un crecimiento y expansión empresarial se traza el objetivo para el año 2020 de poder tratar una tercera parte de la basura plástica que produce la ciudad aproximadamente 4000 toneladas. Lo que equivale a una carga de 153,84 toneladas por día.

La empresa labora 26 días al mes y la máquina se va a diseñar para un ciclo de trabajo de 8 horas lo que quiere decir que por hora se debe cortar 20 toneladas de plástico aproximadamente.

Hallamos la capacidad de trituración por revolución de la máquina:

Ecuación 1. Capacidad de trituración por revolución

$$C_{\frac{t}{r}} = 4A_c * N_e * N_c * t_c * \rho_{ABS}$$

Donde

$C_{\frac{t}{r}}$ es la capacidad de corte de por revolución de la máquina.

A_c es el área de corte de la cuchilla

N_e es el número de ejes

N_c número de cuchillas

t_c es el espesor de la cuchilla y

ρ_{ABS} es la densidad del abs de alto impacto

$$C_{\frac{t}{r}} = 4 * (2,5cm * 3,5cm) * (2) * (19) * (2,5cm) * \frac{1.07kg}{cm^3}$$

$$C_{\frac{t}{r}} = 3,55kg/rev$$

La capacidad de trituración la hallamos basados en un rendimiento de la

máquina del 80% y con la velocidad de giro del eje.

Ecuación 2. Capacidad de trituración

$$Cap = e * C_t * n$$

Donde

Cap es la capacidad de trituración general de la máquina

e es la eficiencia del motor trifásico basados en un eficiencia de motores trifásicos comerciales.

n es la velocidad angular con la cual giran el eje y las cuchillas

$$Cap = (0,8) * \left(3,55 \frac{kg}{rev}\right) * \left(\frac{300rev}{min} * \frac{60min}{1hora}\right)$$

$$Cap = 51ton/hora$$

La gran capacidad de corte que brinda la máquina puede garantizar que el diseño de la misma se sustente durante un periodo de tiempo mayor al de la expectativa de la empresa y pueda enfrentar un mercado de disposición de residuos sólidos a mediano plazo. Se debe tener en cuenta que posiblemente la cuchilla no desgarrar el material totalmente en una revolución y que la inercia que proporcionan las cuchillas tiende a hacer que el material salte por la caja de cuchillas aumentando el tiempo en el proceso de corte.

La capacidad de trituración es óptima basados en los requerimientos de la empresa. Para el cálculo básico de la trituradora se toma como dato base la energía necesaria para romper el plástico ABS. El ABS junto con el PET el PVC y el polipropileno son los plásticos de mayor cantidad de recolección por parte de la empresa.

El ABS se escogió porque aparte de ser uno de los plásticos más abundantes en la actualidad tanto como el PET, es un material que posee gran tenacidad y estructura química rígida es denominado el plástico de ingeniería.

Propiedades Cuantitativas:

Propiedades	Método ASTM	Unidad	Grados de ABS			
			Alto impacto	Impacto medio	Bajo Impacto	Resistente al calor
Mecánicas a 23°C						
Resistencia al impacto, prueba Izod	D2546	J / m	375-640	215-375	105-215	105-320
Resistencia a la tensión	D638	Kg / mm ²	3,3 - 4,2	4,2-4,9	4,2-5,3	4,2-5,3
elongación	D638	%	15-70	10-50	5-30	5-20
Módulo de tensión	D638		173-214	214-255	214-265	214-265
Dureza	D785	HRC (Rockwell)	88-90	95-105	105-110	105-110
Peso específico	D792		1,02-1,04	1,04-1,05	1,05-1,07	1,04-1,06
Térmicas						
Coefficiente de expansión térmica	D696	X 10 ⁵ cm / cm* °C	9,5-11,0	7,0-8,8	7,0-8,2	6,5-9,3
Distorsión por calor	D648	°C a 18,4 Kg /cm ²	93-99	96-102	96-104	102-112

Figura 15. Propiedades físicas del ABS de alta densidad.

Fuente. <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.co/2011/06/abs.html>

Para el polímero ABS de alta densidad se tiene una lectura aproximada de 640 J/m, que fue el parámetro básico para el diseño de nuestra máquina. La máquina trituradora posee 20 cuchillas en cada eje, que van desfazadas una de la otra cada 90 grados para darle un corte helicoidal al sistema de corte en general. Lo que quiere decir que siempre en cada ciclo de corte estarán activas cinco cuchillas rompiendo el material. Entonces la fuerza necesaria para en general para el eje sería cinco veces la fuerza unitaria necesaria para el corte individual de una cuchilla lo que quiere decir que se necesitaría el 70% de una fuerza total en el eje de 3200N o sea 2240N.

Seleccionamos un motor siemens trifásico de 40hp, que trabaja con la red eléctrica a 60Hz con voltaje de 230V a 430V, a una velocidad de 900rpm. Sus especificaciones se incluyen en el Anexo A.. El serial del motor es A7B10000013693 con una carcasa 365T. También se puede encontrar en la página 22 del catálogo online de Motores trifásicos SIEMENS.

El torque que genera el motor es:

Ecuación 3. Potencia del motor

$$P = T * \omega$$

Donde

P es la potencia nominal del motor

T es el torque que transmite el motor

ω es la velocidad angular de las cuchillas

$$T = \frac{40 \text{ HP}}{900 \text{ rpm}} = \frac{29840 \text{ w}}{900 \text{ rpm}} = \frac{3760 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}}{94,247 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 316,63 \text{ Nm}$$

Se procede a hacer una reducción de velocidad en dos etapas, la primera por medio de acople de poleas a la salida del eje del motor trifásico y la segunda en la en los ejes de las cuchillas por medio de engranes rectos.

Se hará una etapa de reducción de velocidad por medio de poleas y correas con una reducción de 3:1 para que se transmita el torque necesario que necesitan las cuchillas para desgarrar el ABS. El acople del motor al sistema de reducción se hará mediante bridas de sujeción.

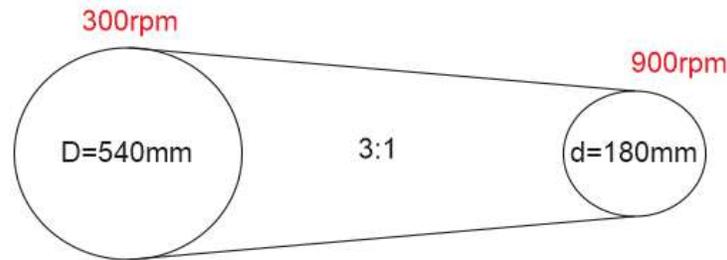


Figura 16. Reducción de velocidad mediante poleas. Fuente: Autores

Los diámetros mínimos utilizados para las poleas se obtuvieron por los requerimientos de carga del motor del catálogo Dunlop como se verá más adelante en el anexo B de cálculo de correas.

Como el diámetro de la polea menor nos dió 180mm el diámetro de la polea mayor para reducir será de 540mm. La distancia entre ejes calculada y la longitud de son de 540mm y 2271mm respectivamente. El ángulo de contacto de la polea es de 142° . Para hallar la potencia efectiva de la correa se utiliza el Factor de corrección por área de contacto de la polea y el Factor de corrección por longitud de la correa catálogo que son 0,895 y 0,91 respectivamente.

La prestación base de la correa se calcula y su valor es 5,27

Ecuación 4. Prestación base de la correa

$$P_e = P_b * FCL * FCA$$

Donde

P_e es la potencia efectiva por correa.

P_b es la prestación base de la correa.

FCL es el factor de corrección por longitud.

FCA es el factor de corrección angular.

$$P_e = 5,27 * 0,895 * 0,91 = 4,29$$

Calculamos el número de correas

Ecuación 5. Número de correas

$$N = \frac{P_c}{P_e} = \frac{52}{4,29} = 12 \text{ correas}$$

8.3 Diseño del eje de la trituradora

Para el diseño de esta parte de la máquina utilizamos un eje hexagonal para facilitar el acople de las cuchillas con el eje además de usar separadores entre cuchillas y las paredes para evitar la acumulación de material entre las cuchillas. Las cuchillas se diseñaron para tener corte cada 90° , la caja trituradora al tener dos ejes de cuchillas se puede configurar para emular un corte helicoidal del material.

En la siguiente figura se evidencia la disposición de las cuchillas en la caja trituradora además de la orientación de corte y los separadores entre cada cuchilla y de las paredes.

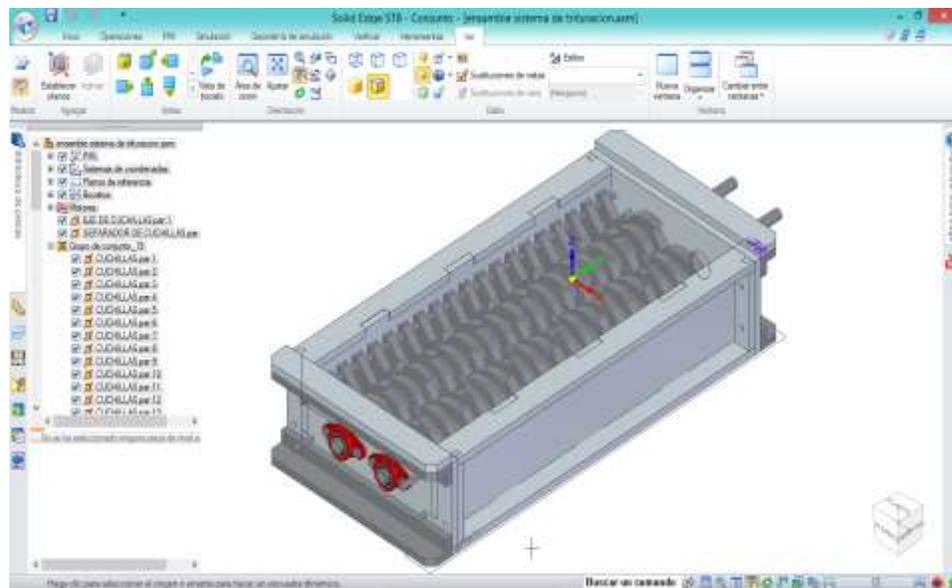


Figura 17. Ensamble de la caja de trituración en Solid Edge. Fuente: Solid Edge, Autores

Las cuchillas se diseñaron con una altura total de 15 cm y 2,5 cm de ancho; sus con una profundidad de corte de 30°, dientes de altura de corte de 3,5 cm; el agujero de acople tiene una apotema de 22,5 mm y una L=25,98. Para hallar el área aproximada del agujero se usa.

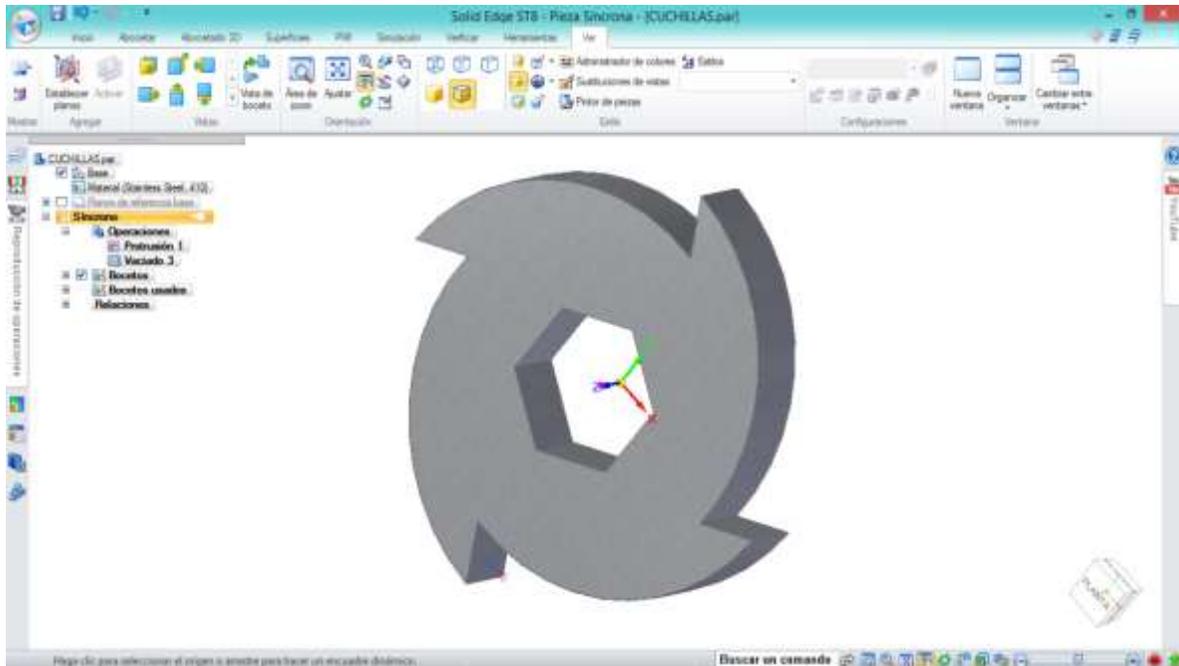


Figura 18. Cuchilla modelada en Solid Edge. Fuente: Solid Edge, Autores

Ecuación 6. Área del hexágono

$$Area = \frac{perímetro * apotema}{2}$$

$$perímetro = 6L = 6 * 25,98 = 155,88$$

$$Area = \frac{155,88mm * 22,5mm}{2} = 1753,65 mm^2$$

Para el cálculo de concentración de esfuerzos por el cambio de sección no podemos usar un diámetro equivalente ya que es solo para secciones circulares o vigas no rotatorias y además las tablas presentadas al final del texto guía Diseño en

ingeniería Mecánica de Shigley para la concentración de esfuerzos solo contempla ejes circulares. Para el cambio de sección entre el eje de las cuchillas y el eje que se acopla con la estructura de la trituradora se usa un radio de entalle de 4mm y se modela el eje hexagonal como si fuera una sección circular con la misma área del hexágono.

$$\text{Área circular} = \text{Área hexagonal}$$

$$\pi r^2 = 1753,65\text{mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{1753,66\text{mm}^2}{\pi}} = 23,6256\text{mm}$$

El tamaño del radio del eje fue propuesto por la empresa para que el tamaño de la máquina fuese el óptimo para que se pueda transportar fácilmente, además, se utilizará más adelante en el análisis de fatiga del eje. Por construcción del diseño los engranes se limitan por construcción de la caja de mecanismos de corte a un diámetro de 150mm de círculo de contacto. Al transmitir cada uno la misma potencia tendrán la misma geometría y número de dientes. Para hallar la velocidad con la que se mueven los engranes usamos las relaciones de velocidades angulares y radios correspondientes.

Ecuación 7. Ecuación de relación de velocidades

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 r_1}{r_2} = \frac{300\text{rpm} * 270\text{mm}}{75\text{mm}} = 1080\text{rpm}$$

En seguida hallamos el torque en el eje

Ecuación 8. Torque en el eje

$$P = T * \omega$$

$$T = \frac{40hp(746w)}{1080rpm * \frac{2\pi rad}{60sg}} = 263,84Nm$$

El diámetro de la cuchilla es 18,5 cm ó 0,185m. La fuerza equivalente en el eje es:

Ecuación 9. Fuerza en las cuchillas

$$T = F * r$$

$$F = \frac{263,84Nm}{0,185m} = 2852,36N$$

La fuerza que se siente en cada una de las cinco cuchillas que están activas por ciclo es 570,47N que para los estándares de diseño y requerimientos de la empresa cumple, ya que se necesitaría aproximadamente una fuerza de corte de 448N por cuchilla para garantizar el corte correcto del material.

8.4 Diseño volante de inercia

El volante de inercia es importante en el diseño de la máquina ya que es el elemento mecánico encargado de almacenar energía cinética acumulando inercia y regulando el movimiento del eje. Su diseño está dado en función de una posición angular de entrada y otra de salida además de un torque de entrada y de salida. El diseño del volante de inercia se basa en el principio de trabajo y energía de un cuerpo rígido en movimiento plano; la energía rotacional del disco se da en función del momento de inercia del disco a modelar.

Para el diseño del volante de inercia debemos tener en cuenta el desfase en el corte del sistema de cuchillas que es de 90 grados para garantizar un corte helicoidal en general de eje y un poco más uniforme.

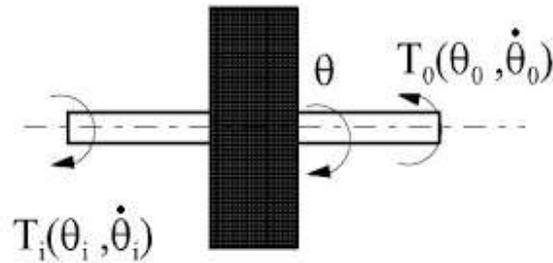


Figura 19. Principio de funcionamiento dinámico del volante de inercia. Fuente:

https://es.wikipedia.org/wiki/Volante_de_inercia

Donde

T_i es el par de entrada del volante de inercia.

θ_i es la posición angular inicial en radianes.

$\dot{\theta}_i$ es la velocidad angular inicial con la cual se da movimiento al cuerpo rígido, en este caso el volante de inercia.

T_o es el par de salida del volante de inercia el cual garantizará que se almacene y se entregue la energía mecánica necesaria para que el sistema funcione adecuadamente.

$$\sum M = 0$$

Ecuación 10. Ecuación de movimiento del volante de inercia

$$T_i(\theta_i, \dot{\theta}_i) - T_o(\theta_o, \dot{\theta}_o) - I\ddot{\theta} = 0$$

Ecuación 11. Ecuación de la energía

$$T_1 + U_{1 \rightarrow 2} = T_2$$

$$T_1 = \frac{1}{2} I \omega_1^2$$

$$I = mr^2$$

$$U_{1 \rightarrow 2} = M\theta$$

Donde

ω_1 es la velocidad angular en el instante T1.

I es el momento de inercia del disco con su respectivo radio r y masa m .

M es el par de trabajo que va a ser cargado en el volante de inercia .

θ es la posición angular en radianes en la cual va a ser utilizado el volante de inercia. .

Teniendo todos los datos procedemos a hacer un estimado. Se deja la ecuación de la conservación de la energía en función del radio del disco y se aproxima el resultado a conveniencia cambiando los valores de la masa del disco. Primero, 90 grados equivalen a 1,57 radianes y el momento que siente el eje es igual a 263,84 Nm. Las velocidades angulares en los instantes T1 y T2 son:

Ecuación 12. Velocidad nominal

$$v = \omega * r = 1080rpm * \frac{2\pi rad}{60sg} * 0,185m = 20,9230 \text{ m/s}$$

Que es la velocidad lineal en la punta de la cuchilla.

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 r_1}{r_2} = \frac{1080rpm * 0,15m}{0,185m} = 875rpm = 91,62 \text{ rad/sg}$$

$$1080rpm = 113,09 \text{ rad/sg}$$

En la ecuación de trabajo y energía

$$\frac{1}{2}mr^2\omega_1^2 - M\theta = \frac{1}{2}mr^2\omega_2^2$$

El trabajo se hace negativo porque es la energía mecánica necesaria para mantener constante el torque del eje durante cada ciclo de trabajo.

$$\frac{1}{2}mr^2(113,09 \text{ rad/sg})^2 - 263,84Nm * 1,57\text{rad} = \frac{1}{2}mr^2(91,62 \text{ rad/sg})^2$$

$$6394,67mr^2(\text{rad/sg})^2 - 414,84Nm * \text{rad} = 4197,11mr^2(\text{rad/sg})^2$$

De esta ecuación se hace el estimado, se hará con la densidad del acero 7750 kg/m³ y sabiendo que el volumen del disco es

$$V = \pi r^2 h \quad y \quad \rho = \frac{m}{V}$$

Tabla 1

Ponderación para el cálculo de las dimensiones del Volante de inercia

Masa (Kg)	Radio (m)	Volumen m ³	Espesor (m)
3	0,25	0,387096x10 ⁻³	1,95 x10 ⁻³
5	0,2035	0,6451x10 ⁻³	5,1340x10 ⁻³
6	0,1777	0,7742x10 ⁻³	7,8041x10 ⁻³
8	0,1536	1,0322x10 ⁻³	13,92x10 ⁻³
10	0,1374	1,2903x10 ⁻³	21,75x10 ⁻³

Fuente. Autores

Para acoplar el volante al eje se debe hacer un cambio de sección, se debe aumentar el volumen por el radio de corte para unir el volante con el eje

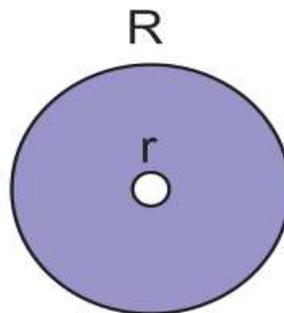


Figura 20. Diagrama volante de inercia. Fuente: Autores

$$V = \pi h(R^2 - r^2)$$

$$R = \sqrt{\frac{V}{\pi h} + r^2} = \sqrt{\frac{V}{\pi h} + r^2}$$

$$R = \sqrt{\frac{1,54 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{\pi * 31,34 \times 10^{-3} \text{ m}} + (0,1254 \text{ m})^2} = 0,1771 \text{ m}$$

8.5 Análisis Estático

Para comenzar éste análisis debemos hacer un primer enfoque en cómo transmite la polea la fuerza al eje, luego cómo se comportan estáticamente el volante de inercia que permite mantener la energía mecánica necesaria que logre hacer que el eje se embale y si siga girando con respecto a una obstrucción, luego se hará el análisis de engranes rectos, ejes y cojinetes de la máquina. Se requiere hacer un análisis de cargas tanto en el eje con el acople al volante de inercia como al eje que no

Para la transmisión de la polea

Ecuación 13. Transmisión de la fuerza en la polea.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta}$$

Donde $\mu = 0,25$ es el coeficiente de rozamiento de la correa con la polea.

$\theta = 142^\circ = 2,47 \text{ rad}$ Es el ángulo de contacto de la correa con la polea en radianes.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,25 * 2,47}$$

$$F_1 = 1,8542 F_2$$

8.5.1 Análisis estático eje con volante. El radio del volante de inercia se aproxima a 0,2m por construcción propia del volante, la fuerza que transmite el volante en

sentido tangencial se halla con el torque de trabajo del mismo volante.

$$P = T * \omega y F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{T}{r} = \frac{414,84Nm}{0,2m} = 2074,2N = A_z$$

De esta forma hallamos la fuerza que transmite el volante en el eje Z; para halla la fuerza que experimentará en el eje Y se hará con el peso mismo del volante.

$$w = mg = 10kg * 9,81 \frac{m}{s^2} = 98,1N = A_y$$



Figura 21. Diagrama de componentes mecánicas del eje con volante. Fuente: Autores

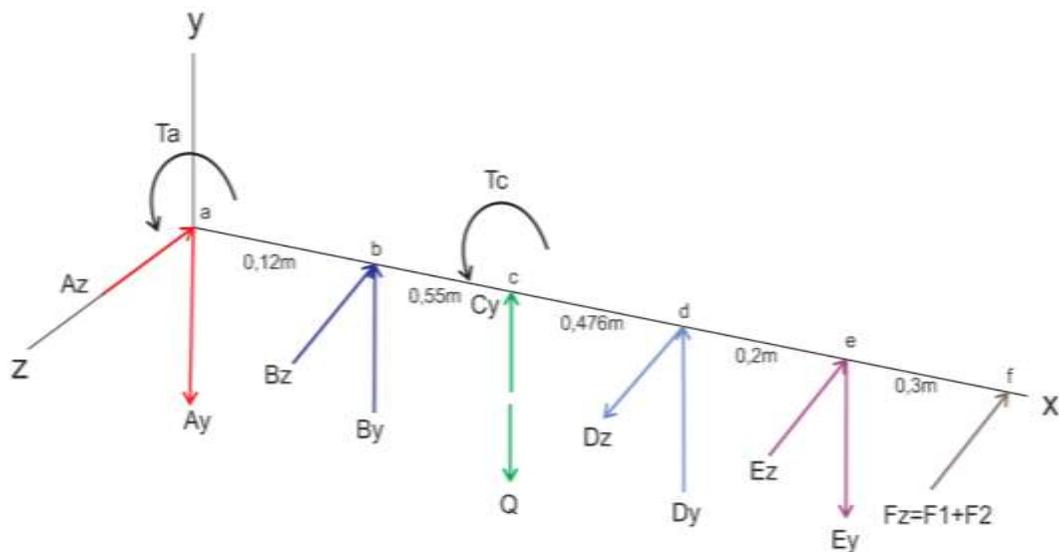


Figura 22. Diagrama de cuerpo libre eje con volante. Fuente: Autores

Para hallar las cargas que soportan los cojinetes estáticamente se calculan como vigas en las cuales las incógnitas hacen referencia a las reacciones que soportan los cojinetes.

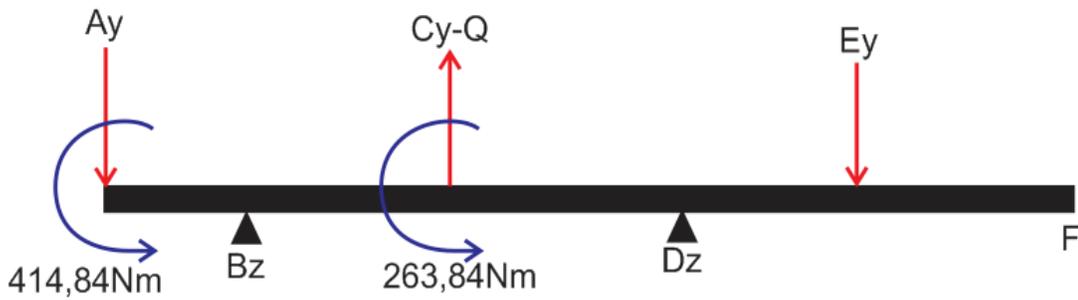


Figura 23. Diagrama del eje Y modelado como viga con dos apoyos. Fuente: Autores

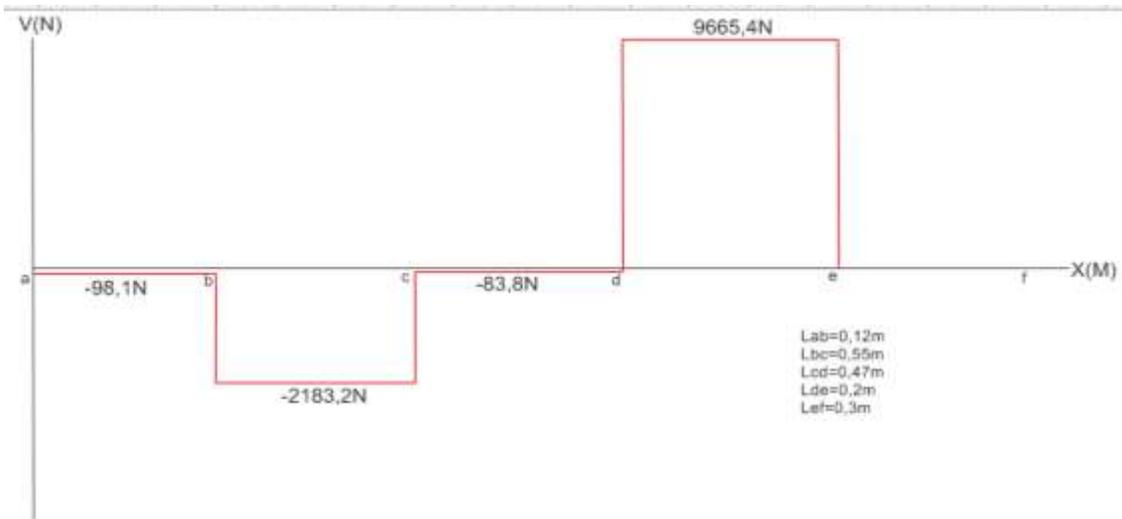


Figura 24. Diagrama de fuerzas cortantes eje Y. Fuente: Autores

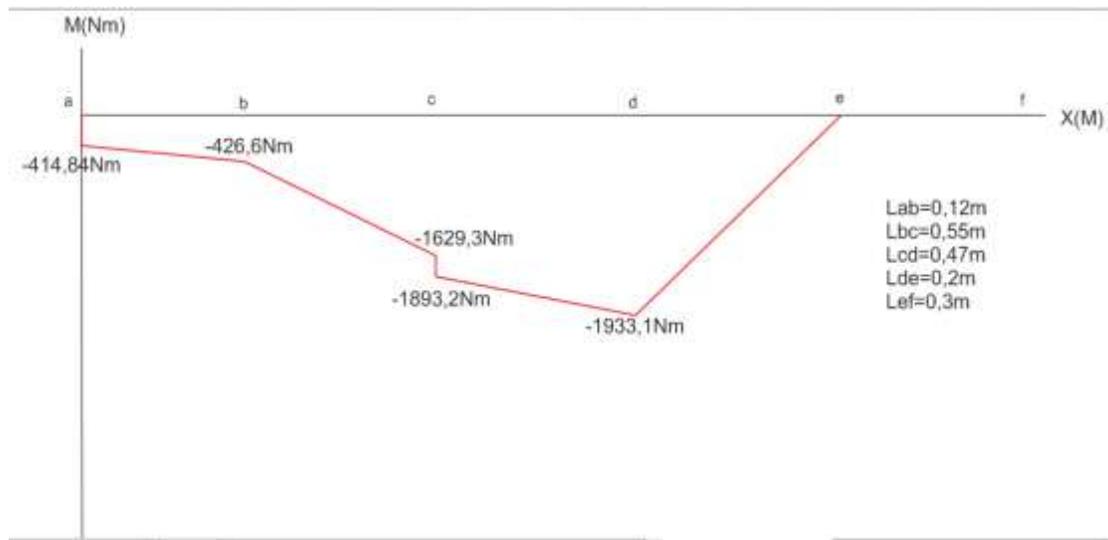


Figura 25. Diagrama de momentos eje Y. Fuente: Autores

Donde

Ta es el torque de trabajo del volante de inercia.

Ay, Az son las fuerza que experimenta el volante de inercia.

Bz y By son las reacciones que debe soportar el cojinete 1.

Cy es la fuerza de empuje que brinda el motor al eje.

Q es la carga que se genera por el peso del eje las cuchillas y los separadores de las cuchillas.

Dz y Dy son las fuerzas en el engrane.

Ez y Ey son las reacciones que debe soportar el cojinete 2.

Fz es la fuerza transmitida por la polea

Tomamos el volumen del eje de las cuchillas, de los separadores de las cuchillas y de las cuchillas para hallar la carga por peso del eje.

$$V_{total} = V_{eje} + V_{cuchillas} + V_{separadores}$$

Los volúmenes se hallan con respecto a la gravedad y la densidad del acero,

siendo esta 7750 kg/m^3 para el acero inoxidable. Volúmenes calculados en Solid Edge. Este volumen se halló para el eje sin volante de inercia

$$V_{total \text{ cuchillas}} = 287627,33 \text{ mm}^3 * 20 = 0,005752 \text{ m}^3$$

$$V_{total \text{ separadores}} = 81821,170 \text{ mm}^3 * 20 = 0,001636 \text{ m}^3$$

$$V_{total \text{ eje}} = 1785925,871 \text{ mm}^3 = 2,5111 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_{total} = 0,005752 \text{ m}^3 + 0,001636 \text{ m}^3 + 0,001785925 \text{ m}^3$$

$$V_{total} = 0,0091739 \text{ m}^3$$

Procedemos a hallar la carga por peso de los componentes principales de la trituración.

$$Q = \rho_{acero} * V_{total} * gravedad$$

$$Q = 7750 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,009894 \text{ m}^3 * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$Q = 752,61 \text{ N}$$

Para el análisis estático del eje al que está acoplado el volante aumenta un poco el volumen ya que el eje es un poco más largo para poder acoplar el volante, además su centro de masa cambia siendo $Q=752,61 \text{ N}$ para un volumen de $V=2,5111 \times 10^{-3} \text{ m}^3$.

Para hallar la fuerza transmitida en la polea tenemos que la polea mayor gira a 300 rpm y tiene un diámetro de 540mm, entonces:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{40 \text{ hp} * 746 \text{ w}}{300 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ sg}}} = 949,83 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{T}{r} = \frac{949,83 \text{ Nm}}{0,27 \text{ m}} = 3517,88 \text{ N}$$

Del diagrama de cuerpo libre tenemos que y de la transmisión de la fuerza en la polea tenemos respectivamente que:

$$F_z = F_1 + F_2 \text{ y } F_1 = 1,8542F_2$$

Siendo $F_z=3517,88N$, entonces:

$$F_z = 2,8542F_2$$

$$F_2 = \frac{3517,88N}{2,8542} = 1232,53N$$

$$F_1 = 1,8542 * 1232,53N = 2285,35N$$

De la teoría de los engranes rectos en su carga transmitida tenemos.

Ecuación 14. Carga transmitida engranes rectos

$$W^t = \frac{60000H}{\pi dn}$$

Donde H es la potencia de entrada en Kw, d el diámetro del engrane en mm y n la velocidad en rpm.

$$W^t = \frac{60000 * 29,84Kw}{\pi * 150mm * 1080rpm} = 3,5179KN = Ft$$

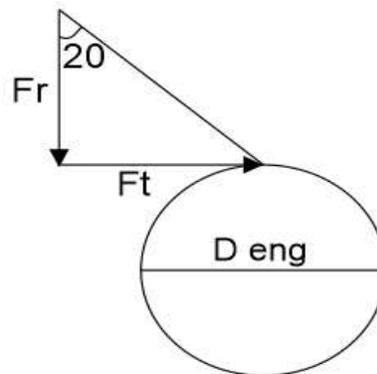


Figura 26. Diagrama de fuerzas en el engrane recto. Fuente: Autores

La carga transmitida hallada es la misma fuerza tangencial que siente el engrane que se descompone en el ángulo de presión nominal del engrane. Por teorema del coseno hallamos la fuerza radial.

Ecuación 15. Ley del Seno

$$\frac{F_r}{\text{Sen } 70^\circ} = \frac{F_t}{\text{Sen } 20^\circ}$$

$$\frac{F_r}{\text{Sen } 70^\circ} = \frac{3517,91N}{\text{Sen } 20^\circ}$$

$$F_r = 9665,37N$$

La fuerza total que transmite el engrane es de

Ecuación 16. Fuerza resultante en el engrane

$$F_T = \sqrt{3517,91N^2 + 9665,37N^2} = 10285,68N$$

La fuerza de empuje que aplica el motor al eje en el centro es de 2852,3 N la carga $Q=752,61N$; $E_z=3517,91$ y $E_y=9665,37N$.

Con las longitudes del eje.

$L_{ab}=120\text{mm}$ $L_{bc}=550,88\text{mm}$ $L_{cd}=476,09\text{mm}$ $L_{de}=200\text{mm}$ $L_{ef}=300\text{mm}$

$L_{af}=1646,97\text{mm}$

Ubicamos el centro de masa y de volumen del eje por medio del software. Se encuentra ubicado a 533,94mm de la base del eje X.

Las ecuaciones de equilibrio estático del eje son:

$$\sum F_y = 0$$

$$-98,1N + B_y + 2099,39N + D_y - 9665,37N = 0$$

$$B_y + D_y = 98,1N - 2099,39N + 9665,37N$$

$$B_y + D_y = 7764,08N$$

Sumatoria de momentos alrededor del apoyo 1

$$\sum M_1 = 0$$

$$-414,84Nm - 98,1N(0,12m) - 1,027m(B_y) - 2099,39N(0,551m) - 263,84Nm$$

$$+ 9665,37N(1,227m) = 0$$

$$B_y = \frac{10012,2Nm}{1,027m} = 9749,22N$$

$$D_y = -2085,14N$$

El análisis de fuerzas para el eje Z

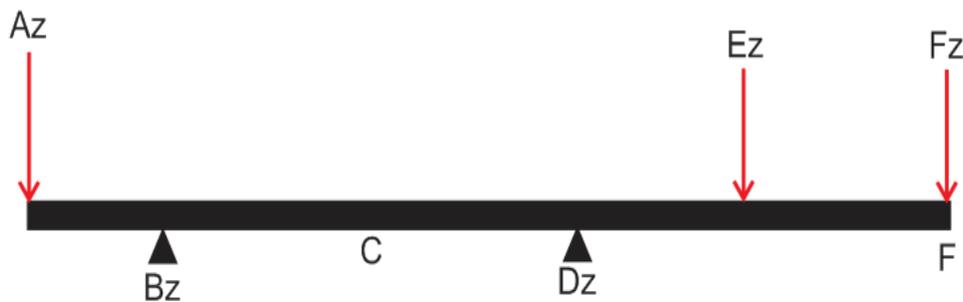


Figura 27. Diagrama del eje Z modelado como viga con dos apoyos. Fuente: Autores

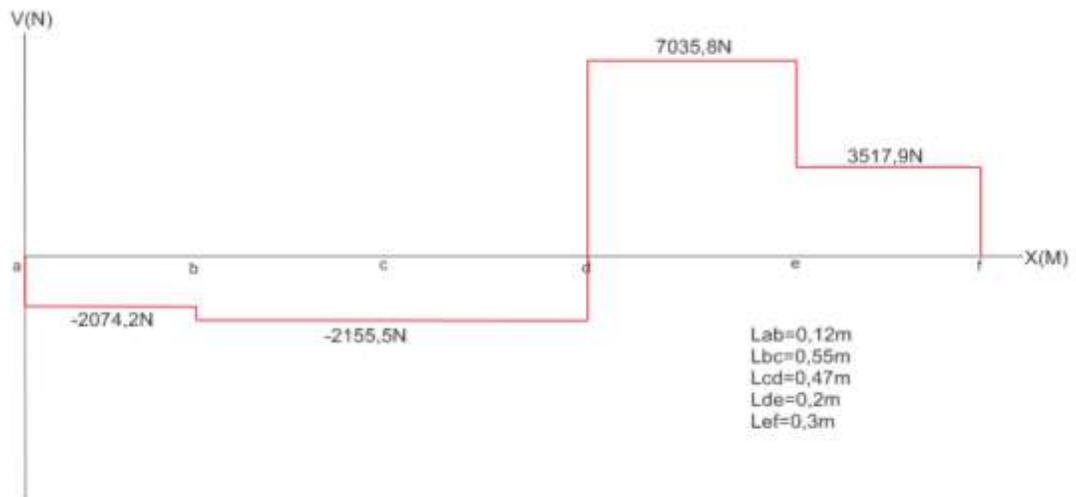


Figura 28. Diagrama de fuerzas cortantes eje Y. Fuente: Autores

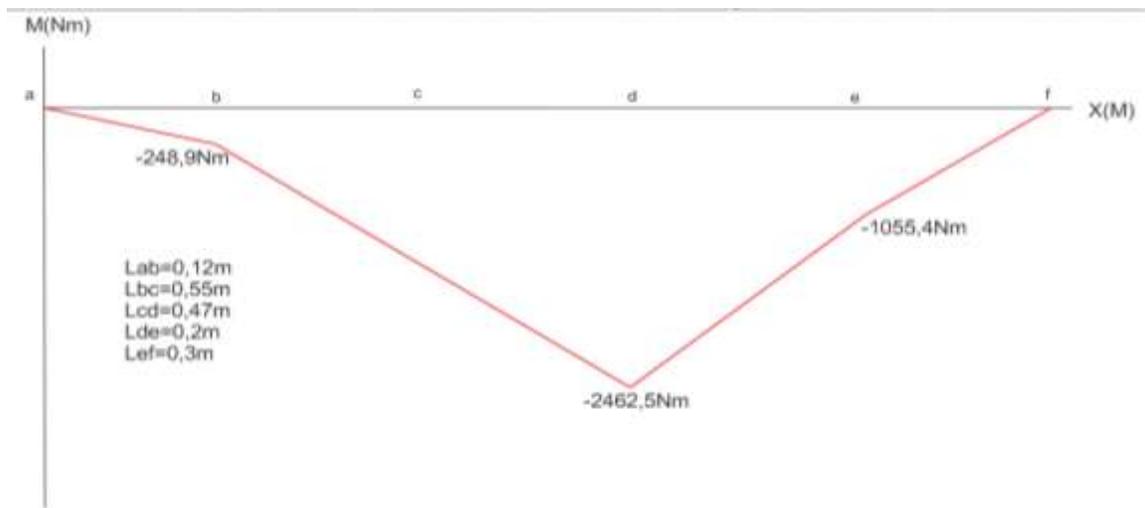


Figura 29. Diagrama de momentos eje Y. Fuente: Autores

$$\sum F_z = 0$$

$$B_z + D_z = 2074,2N + 3517,91N + 3517,88N$$

$$B_z + D_z = 9109,99N$$

Sumatoria de momentos alrededor del apoyo 1

$$\sum M_1 = 0$$

$$B_z(1,027m) = -2074,2N(0,12m) + 3517,91N(1,227m) + 3517,88N(1,527m)$$

$$B_z = \frac{9439,37Nm}{1,027m} = 9191,2N$$

$$D_z = -81,2N$$

8.6 Calculo de fatiga para flecha con volante con volante

Empezamos hallando los momentos máximos de las secciones críticas del eje.

Para el momento resultante en A

$$M_A = \sqrt{0^2 + (-414,84)^2} = 414,84Nm$$

Para el momento resultante en B

$$M_B = \sqrt{(-426,6)^2 + (-248,9)^2} = 493,90Nm$$

Para el momento resultante en C; para hallar este valor del momento crítico se utilizan los dos valores ya que su valor absoluto indica que cualquier valor puede determinar un momento crítico porque en el eje Z para hallar el valor puntual del momento en la flecha se requiere hacer una regresión lineal entre el punto B y D de la flecha.

Cuando $X=0,12m$ $M=-248,9Nm$; $X=1,14697m$ $M=-2462,5Nm$ entonces por regresión lineal para el punto c donde $X=0,67088m$ $M=-1436,30Nm$

Ecuación 17. Momentos resultantes

$$M_{C1} = \sqrt{(-1436,3)^2 + (-1629,3)^2} = 2171,98Nm$$

$$M_{C2} = \sqrt{(-1436,3)^2 + (-1893,3)^2} = 2376,45Nm$$

Para el momento resultante en D

$$M_D = \sqrt{(-1933,1)^2 + (-2462,5)^2} = 3130,62Nm$$

Para el momento resultante en E

$$M_E = \sqrt{(0)^2 + (-1055,4)^2} = 1055,4Nm$$

$$M_F = 0$$

El momento resultante en F es cero. De los anteriores resultados podemos inferir que el momento crítico se presenta en la sección del cojinete de además de como era de esperarse en la sección central de la flecha (c).

Iniciamos con el punto D donde el momento flexionante es alto, pues existe una concentración de esfuerzo en el hombro y hay un par de torsión presente. Se

toma como momento alternante el que proporciona el motor al centro del sistema mecánico de flecha.

Se establecen los momentos a los que está sometido el eje, ya que al estar sometido a flexión torsión el eje experimenta una carga cíclica en el tiempo generando así momentos y pares torsores medios y alternantes, denominados esfuerzos fluctuantes debido a la torsión y flexión.

$$\begin{aligned}\sigma_a &= K_f \frac{M_a c}{I} & \sigma_m &= K_f \frac{M_m c}{I} \\ \tau_a &= K_{fs} \frac{T_a c}{J} & \tau_m &= K_{fs} \frac{T_m c}{J}\end{aligned}$$

Figura 30. Esfuerzos cortantes y flectores medios y alternantes. Fuente. Autores

Se inicia con un criterio conservador tanto en los factores de Marín como en los coeficientes de sensibilidad a la muesca hasta llegar a un resultado apropiado, por diseño previo del eje de la máquina el diámetro del eje se establece en 47,3mm.

Se establecen los factores de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión y torsión respectivamente como

$$K_f = 1,7 \text{ y } K_{fs} = 1,5$$

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga se hizo un proceso iterativo en el cual se integraron diversos tipos de materiales, condiciones de trabajo y de carga integrados en los factores de Marín pero en este documento solo se hará referencia al resultado adecuado y final del estudio.

El límite de resistencia a la fatiga se expresa mediante la ecuación de Marín

Ecuación 18. Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_{ut}$$

Donde:

K_a es el coeficiente superficial

K_b es el coeficiente de tamaño

K_c es el coeficiente de carga

K_d es el coeficiente de temperatura

K_e es el coeficiente de confiabilidad

K_f es el coeficiente de efectos varios

S_{ut} es la resistencia a la tensión del material

S_y es la resistencia a la fluencia del material

Un acero 4140 $S_{ut}=1770\text{Mpa}$ y $S_y=1640\text{Mpa}$ de superficie esmerilada nos ofrece como coeficiente superficial

Ecuación 19. Factor superficial de Marín.

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Donde $a=1,58$ y $b=-0,085$

$$K_a = 1,58(1770)^{-0,085}$$

$$K_a = 0,8367$$

Para hallar el coeficiente de tamaño utilizamos el diámetro preestablecido en el diseño 47,3mm de diámetro. Para un factor hallar el coeficiente de tamaño se tiene que para diámetros en el intervalo de $2,79 \leq d \leq 51\text{mm}$ la ecuación correspondiente es

$$K_b = 1,24d^{-0,107}$$

Si $d=47,3\text{mm}$

$$K_b = 1,24(47,3)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,83$$

$K_c=1$ para un para flexión; $K_d=1$, $K_e=0,77$ par una confiabilidad del 99% y $K_f=0,9$

$$S_e = 0,83 \times 0,83 \times 1 \times 1 \times 0,77 \times 0,9 \times 1770 \text{Mpa}$$

$$S_e = 851,42 \text{Mpa}$$

En este caso el eje se diseñará para soportar el momento que central que entrega la potencia del motor de 40 caballos de fuerza que es el para torsor medio $T_m=263,84\text{Nm}$; el par torsor alternante es cero. El momento flector medio es nulo y el momento flector alternante es $M_a=2376,45\text{Nm}$; con estas premisas procedemos a hacer el cálculo del tamaño adecuado y tipo de material del eje.

ED-Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\}$$

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Figura 31. Criterio Goodman-Energía de la distorsión.

Si $M_m=T_a=0$ y para un factor de diseño $n=2$ la ecuación del criterio Gerber y la Energía de distorsión. $M_a=2376,45\text{Nm}$ y $T_m=263,84\text{Nm}$, $K_f = 1,7$ y $K_{fs} = 1,5$.

Ecuación 20. Diámetro mínimo bajo criterio Gerber

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left(\frac{2(1,7 * 2376,45Nm)}{851,42MPa} + \frac{[3(1,5 * 263,84Nm)^2]^{1/2}}{1770MPa} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,465098m = 46,51mm$$

Al ajustar los factores de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión y torsión respectivamente con una relación de $D/d=2$, para un radio de entalle de 4mm

$$d = \frac{47,3mm}{2} = 23,65mm \cong 25mm$$

El diámetro menor se aproxima a 25mm para facilitar la selección de los rodamientos.

$$\frac{r}{d} = \frac{4mm}{25mm} = 0,16$$

Los nuevos factores de concentración de esfuerzo por fatiga a torsión y flexión respectivamente se hallan con las siguientes gráficas tomadas del libro de Shigley.

Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión, $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$, $J = \pi d^4/32$.

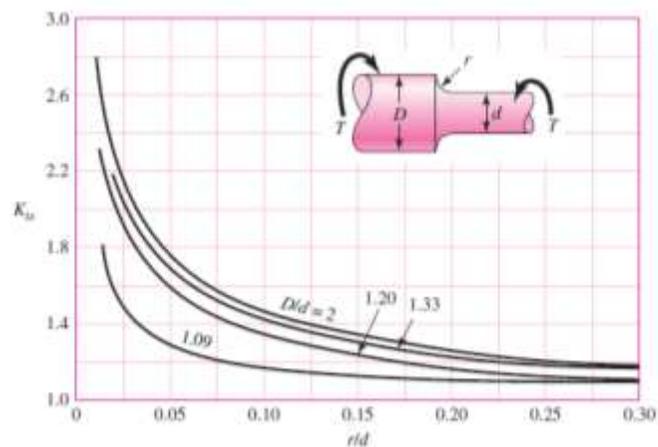


Figura 32. Diagrama de factor de concentración de esfuerzo por fatiga sometida a torsión, Shigley.

Fuente: Shigley

$$K_{ts}=1,38$$

Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/l$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.

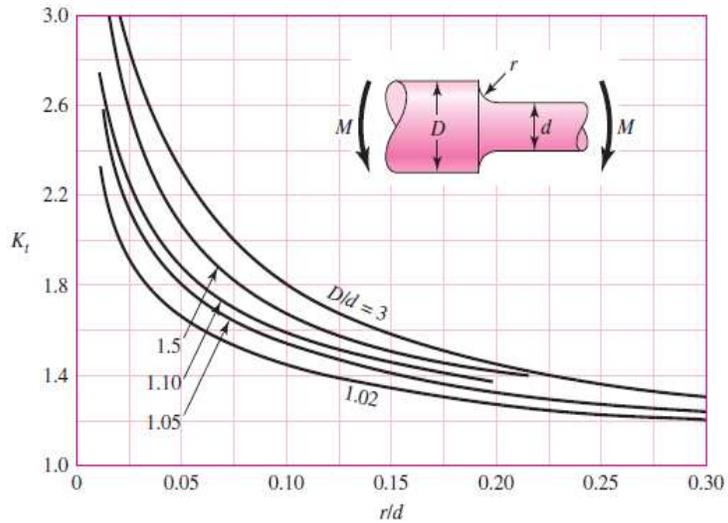


Figura 33. Diagrama de factor de concentración de esfuerzo por fatiga sometida a flexión, Shigley.

Fuente: Shigley

$$K_f=1,55$$

Con estos nuevos factores factores de concentración de esfuerzo por fatiga

hallamos de nuevo el diámetro del eje

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left(\frac{2(1,55 * 2376,45Nm)}{851,42MPa} + \frac{[3(1,38 * 263,84Nm)^2]^{1/2}}{1770MPa} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 45,10mm$$

Lo que quiere decir que al sobredimensionar el eje a 47,3mm de diámetro soportará íntegramente las cargas fluctuantes a las cuales se someterá el eje.

El factor de diseño bajo el criterio Goodman se verifica

Ecuación 21. Factor de diseño para criterio Goodman

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'a}{Se} + \frac{\sigma'm}{Sut}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'a}{Se} + \frac{\sigma'm}{Sut}$$

El resultado de Se se utilizará para hallar un factor de diseño adecuado, al combinar los momentos flexionantes y torsores medios y alternantes con la teoría de falla por la energía de distorsión se pueden hallar los esfuerzos de Von Misses sin tener en cuenta la carga axial ya que teóricamente en la aplicación de las fuerzas en el eje no hay carga de empuje.

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Figura 34. Esfuerzos Von Misses. Fuente. Autores

Con $T_a=0$

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{32 * 1,55 * 2376,45 Nm}{\pi * (0,0451m)^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_a = 409,00 MPa$$

Con $M_m=0$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[3 \left(\frac{16 * 1,38 * 263,84 Nm}{\pi * (0,0451m)^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 35,01 MPa$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{409,00 MPa}{851,42 MPa} + \frac{35,01 MPa}{1770 MPa}$$

$$n_f = 2$$

8.7 Selección de cojinetes flecha con volante

Para el diseño y selección de cojinetes en el eje de volante se debe tener en cuenta principalmente la naturaleza de la carga ya que se considera que la carga axial en el eje es nula pero por seguridad y trabajo normal de la máquina se debe prevenir una posible carga axial generada por el funcionamiento normal de la máquina ya que una obstrucción en las cuchillas generaría una carga axial en el eje.

Los rodamientos de rodillos cónicos son especiales para resistir cargas radiales y axiales simultáneamente debido a la posición oblicua de los rodillos dependiendo del ángulo de inclinación del rodillo dentro del rodamiento soportará más o menos carga, a mayor ángulo de inclinación del rodillo mayor soporte de cargas combinadas.

Para este trabajo de grado se usarán principalmente los rodamientos que se usarán serán del catálogo SKF internacional.

Se procede a hallar la reacción resultante en el cojinete 1

Ecuación 22. Reacciones en los apoyos para el cálculo de cojinetes.

$$At = \sqrt{Ay^2 + Az^2} = \sqrt{(-2085,14N)^2 + (-81,25N)^2}$$

$$At = 2086,72N$$

Para el cojinete 2 se halla la reacción total

$$Bt = \sqrt{By^2 + Bz^2} = \sqrt{(9749,22N)^2 + (9191,27N)^2}$$

$$Bt = 13398,76N$$

Los resultados anteriores equivalen a las fuerzas radiales en A y B

respectivamente los cuales se denotarán como $FrA=2086,72N$ y $FrB=13398,76N$.

En los cojinetes de rodillos cónicos primero se debe establecer el tipo de montaje del par de cojinetes. Para este caso es conveniente escoger un montaje indirecto de relación entre los dos cojinetes. El montaje indirecto indica un $m=-1$.

Para hallar una aproximación de las cargas radiales equivalentes dinámicas se debe tener en cuenta si el eje soporta una carga axial o de empuje externa o simplemente una carga axial inducida por la misma carga radial del eje, para nosotros esta es la mejor opción.

La compañía Timken establece como criterio para conocer las cargas inducidas por una carga radial la siguiente ecuación:

Ecuación 23. Cargas axiales inducidas

$$Fa = \frac{0,47Fr}{K}$$

Donde K varía con la geometría y proviene de la relación

$$K = 0,389Cot\alpha$$

K se puede aproximar a 1,5 para un cojinete radial por ende Fa sería el 30% de la carga radial, para este proyecto asumiremos que la carga axial inducida será el 50% de la carga mayor que tenga que soportar el montaje de los cojinetes.

$$Fae=0,5*13398,76N=6699,38N$$

Con un factor de aplicación de 1 y una confiabilidad del 99% y sabiendo que el eje gira a 300rpm y se desea diseñar para una vida deseada de 30000h horas establecida por el fabricante SKF para máquinas de trabajo de caja de engrane se obtiene una Capacidad de carga de trabajo de 42076,16N y 53954,27N y factores

de viscosidad hallados basados en la temperatura ambiente promedio de la ciudad de Ibagué que es de 25°C más 30°C de temperatura por fricción se eligen rodamientos con capacidad básica de carga de 44kN y 56kN para los rodamientos con diámetro interno de acople con el eje de 25mm.

Para acoplar el eje con la pared y el volante de inercia se utiliza una brida y un cojinete insertable que se especificará en el anexo C de este libro.

8.8 Analisis estatico flecha sin volante

El engranaje que transmite la potencia al eje posee las mismas fuerzas radiales y tangenciales que el engranaje del eje con volante de inercia pero a diferencia de él, sus componentes vectoriales son de naturaleza opuesta por la al movimiento del engrane impulsor.

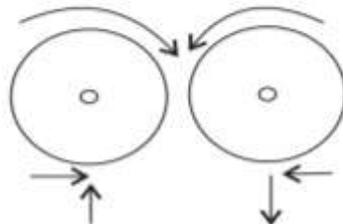


Figura 35. Comportamiento del movimiento solidario de los engranes. Fuente: Autores

La flecha impulsada no tiene acople de volante de inercia, por ello su longitud es menor que la de la de flecha impulsora.

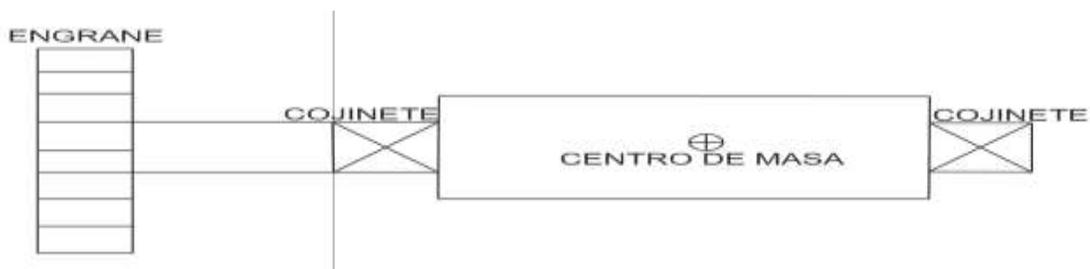


Figura 36. Diagrama de eje sin volante. Fuente: Autores

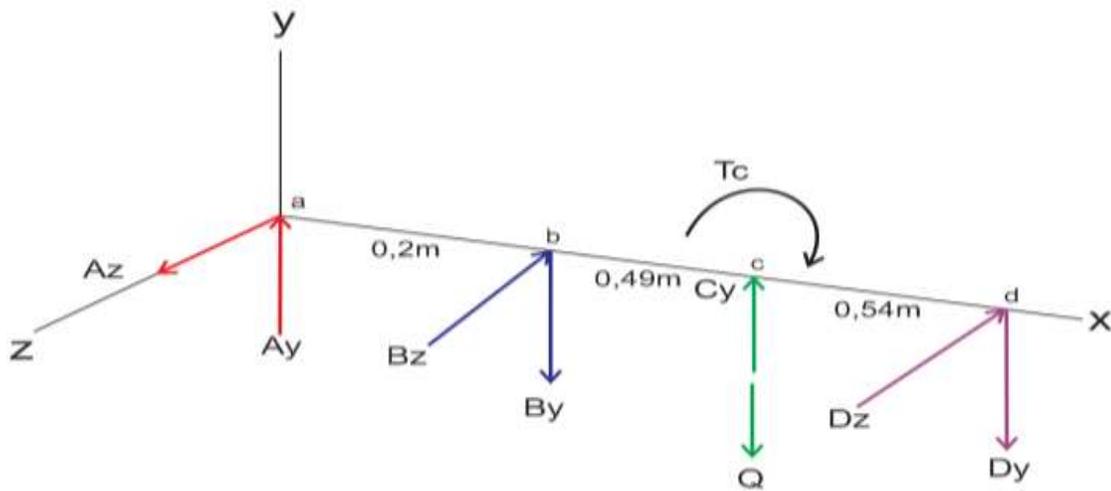


Figura 37. Diagrama de cuerpo libre eje sin volante. Fuente: Autores

Para el análisis estático de las fuerzas en el eje tenemos la siguiente nomenclatura:

A_z, A_y Cargas del engrane.

B_z, B_y Reacciones en el cojinete 1

Q Carga generada por el peso del armazón de las cuchillas y sus separadores.

C_y Carga de empuje del motor.

D_z, D_y Reacciones en el cojinete 2.

T_c Torque que entrega el motor.

Las respectivas longitudes corresponden

$L_{ab}=200 \text{ mm}$ $L_{bc}=489,39\text{mm}$ $L_{cd}=537,58\text{mm}$

Ubicamos el centro de masa y de volumen del eje por medio del software. Se encuentra ubicado a 523,91 mm de la base del eje X. La carga por volumen propio

del eje es 697,47N. La fuerza transmitida por el engrane es la misma al tener la misma geometría y ángulo de presión pero con direcciones totalmente opuestas por ser el eje impulsado.

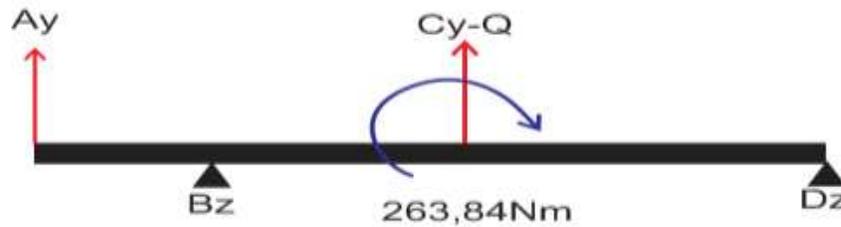


Figura 38. Diagrama del eje Y modelado como viga con dos apoyos eje sin volante. Fuente: Autores

Ecuaciones de equilibrio,

$$\sum F_y = 0$$

$$9665,37N + B_y + 2154,83N + D_y = 0$$

$$B_y + D_y = -11820,2$$

Sumatoria de momentos alrededor del apoyo 1

$$\sum M_1 = 0$$

$$1,027m(B_y) - 9665,37N(0,2m) + 2154,83N(0,489m) - 263,84Nm = 0$$

$$B_y = \frac{1143,2021Nm}{1,027m} = 1113,14N$$

$$D_y = -12933,34N$$

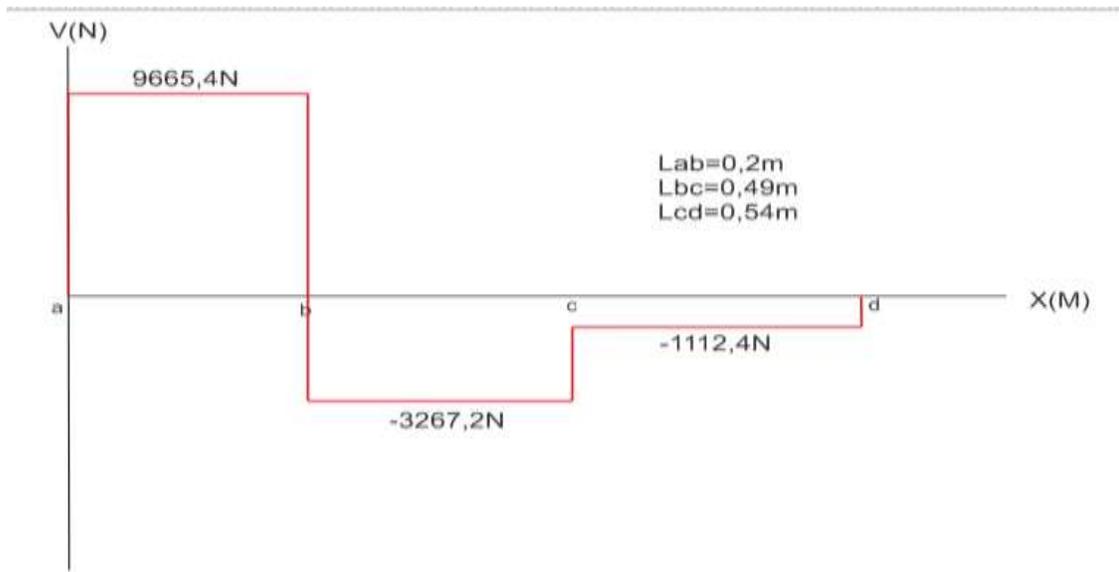


Figura 39. Diagrama de cortante eje Y. Fuente: Autores

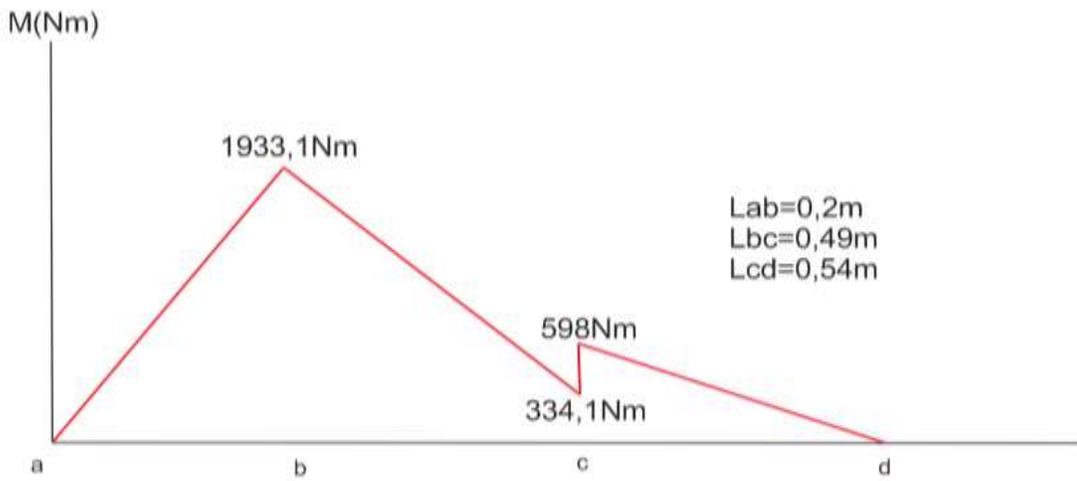


Figura 40. Diagrama de momentos eje Y. Fuente: Autores



Figura 41. Diagrama del eje Z modelado como viga con dos apoyos eje sin volante. Fuente: Autores

$$\sum F_z = 0$$

$$3517,91N + B_z + D_z =$$

$$B_z + D_z = 3517,9N$$

Sumatoria de momentos alrededor del apoyo 1

$$\sum M_1 = 0$$

$$B_z(1,027m) - 3517,91N(0,2m) =$$

$$B_z = \frac{703,582Nm}{1,027m} = 685,04N$$

$$D_z = 4202,99N$$

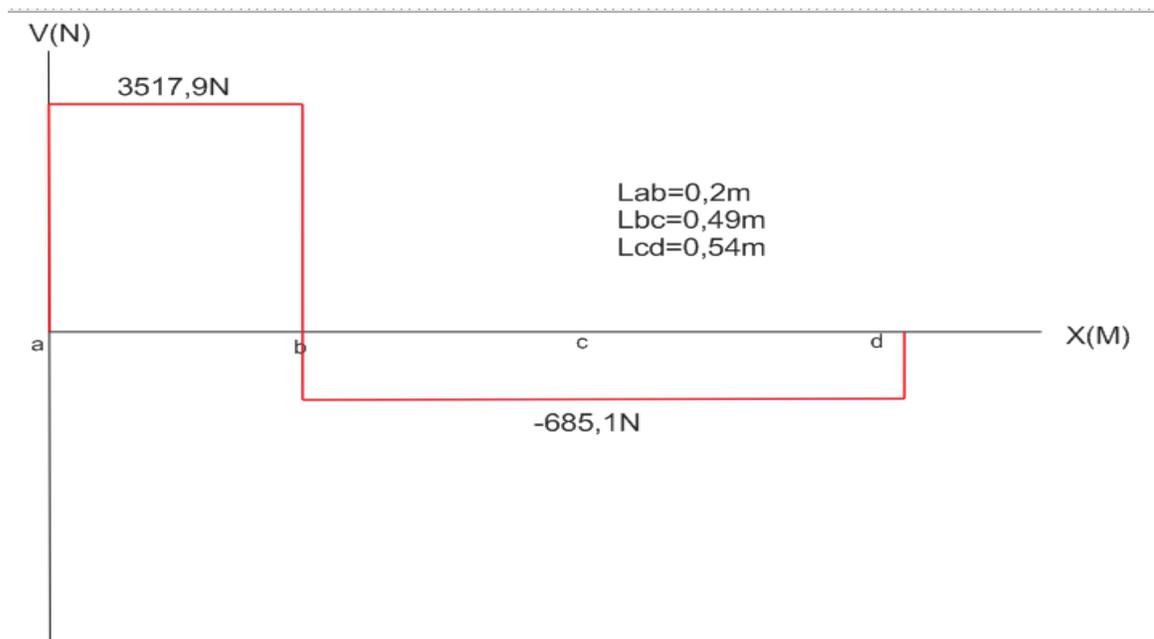


Figura 42. Diagrama de cortantes eje Z. Fuente: Autores

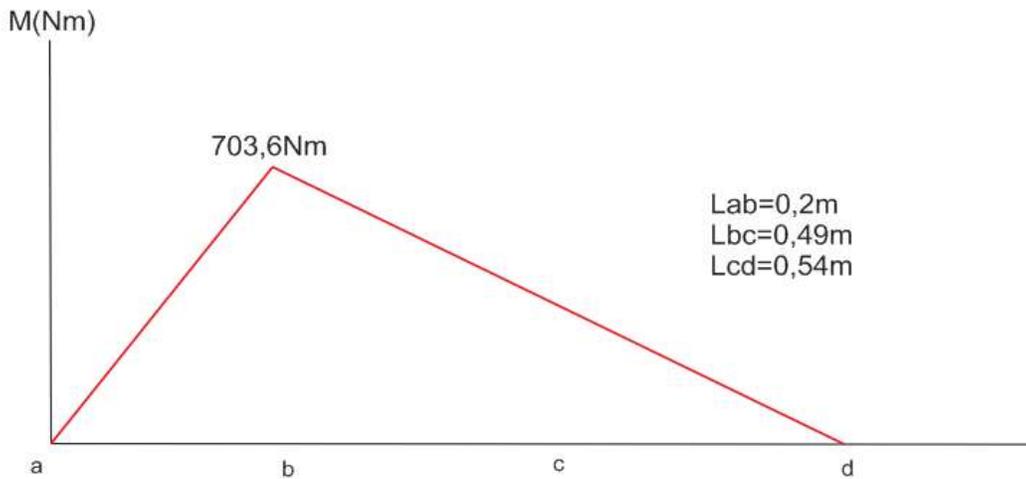


Figura 43. Diagrama de momentos eje Z. Fuente: Autores

8.9 Calculo de fatiga para la flecha sin volante

El cálculo de este contempla las mismas suposiciones que para la flecha con volante. Hallamos lo momentos máximos de las secciones críticas del eje.

Para el momento resultante en A

$$M_A = 0$$

$$M_B = \sqrt{(1933,1)^2 + (703,09)^2} = 2057Nm$$

Para hallar el momento en C usamos regresión lineal $X=0,2m$ $M=703,6Nm$; $X=1,22697m$ $M=0Nm$. Entonces para $X=C=0,68939$ $M=368,04Nm$

$$M_{C1} = \sqrt{(368,04)^2 + (334,1)^2} = 497,06Nm$$

$$M_{C1} = \sqrt{(368,04)^2 + (598)^2} = 702,18Nm$$

$$M_D = 0$$

Como el momento resultante en el centro del eje es mucho menor que el del eje impulsor podemos asumir que tanto el factor de diseño como el diámetro estipulado para el eje de acople con el volante resistirán de manera óptima los

valores que se obtuvieron en el eje impulsado $T_m=263,84$ $M_a=702,18$.

Aplicando el material y los criterios y factores de carga y diseño del eje con volante de inercia el diámetro de este eje se reduciría 30mm; por ello podemos concluir que el diseño establecido para el eje anterior funciona perfectamente con la flecha sin volante.

8.10 Selección de cojinetes para el eje sin volante

Las cargas del eje son de la misma naturaleza que las del eje con volante por eso la configuración de los rodamientos debe ser la misma.

Se procede a hallar la reacción resultante en el cojinete 1

$$A_t = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{(1193N)^2 + (685,04N)^2}$$

$$A_t = 1375,69N$$

Para el cojinete 2 se halla la reacción total

$$B_t = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{(-12933,34N)^2 + (4202,99N)^2}$$

$$B_t = 13599,13N$$

Los resultados anteriores equivalen a las fuerzas radiales en A y B respectivamente los cuales se denotarán como $F_{rA}=1375,69N$ y $F_{rB}=13599,13N$.

Al igual que en la selección anterior optamos por un montaje indirecto con una aproximación de las cargas radiales que soporte un 50% de la carga inducida por montajes de cargas netamente radiales. Con $K=1,5$

$$F_{ae}=0,5*13599,13N=6799,56N$$

Con los criterios de montaje de la flecha con volante se obtiene una Capacidad de carga de trabajo de 37177,2N y 46860,63N. Se eligen rodamientos con capacidad básica de carga de 44KN y 56KN para los rodamientos con diámetro interno de acople con la flecha de 25mm. Al igual que con la flecha impulsora se usa

una brida con cojinete insertable para acoplar la pared de la caja de mecanismo con la flecha y el rodamiento especificada en el anexo D, especificados cada uno por el catálogo de su proveedor y su correspondiente aplicación.

9. Uniones Soldadas

9.1 Soldadura separadores de material

El ensamble de la máquina requiere que se suelden los separadores del material plástico a cortar, ellos van unidos a la pared de la caja para facilitar su montaje, la carga individual que debe soportar la soldadura es la que genera el propio peso del separador además de un porcentaje del peso de la carga bruta de material que se va a cortar. La carga de plástico que sostendrá cada separador no será mayor a la del 50% de su peso (1,4 kg) por ello la carga que soportara el separador además de la de su propio peso es de 3,5 kg teóricamente ya que ese pero en realidad generaría $2m^3$ de material plástico que no cabría dentro de la distancia entre dos separadores de material pero que se modela así para mayor seguridad. A cada elemento mecánico se le añadió una carga de seguridad de 500 que cubre cualquier evento de caída de herramientas o partes con peso aproximado de 50kg. El perfil que se usa para soldar este elemento es el número dos de la tabla 9-2 del libro de Shigley que se especificará en el Anexo F.

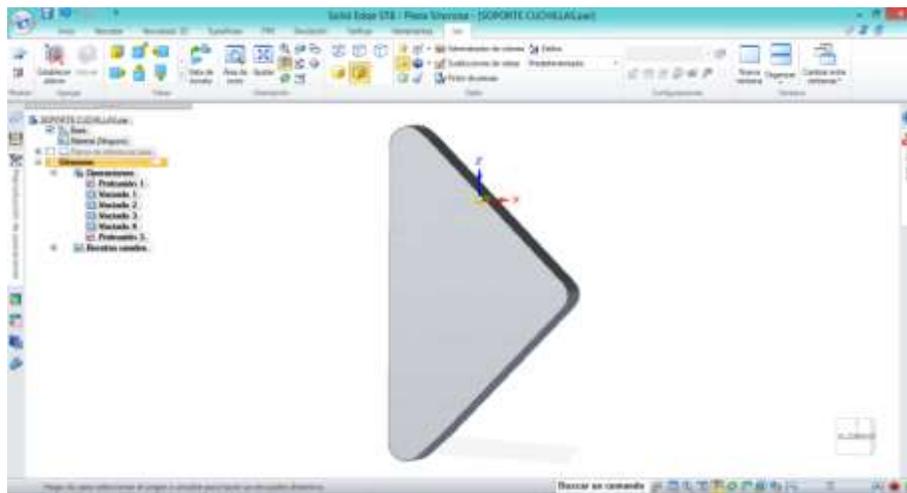


Figura 44. Esquema pieza separadores de material en Solid Edge. Fuente: Solid Edge, Autores

El elemento mecánico está sometido a flexión, con carga estática. El grosor del separador es de 25mm y posee una altura de 152mm. Los criterios seleccionados y el tipo de electrodo hacen que para este elemento se obtenga un factor de diseño de 37 lo que quiere decir que la longitud, orientación de la soldadura y el tamaño de la garganta son lo suficientemente fuertes como para soportar la carga por peso del separador y carga hipotética de seguridad.

9.2 Soldadura laminas laterales de la caja

Para el aseguramiento de las láminas laterales de la caja de trituración se hace un procedimiento parecido con un peso aproximado de 8kg genera una carga por su propio peso de 80N, la cual sometería a la soldadura a flexión. El perfil que se elige para soldar este elemento es el número cinco de la tabla 9-2 del libro de Shigley, agregando una carga de seguridad virtual de 500N, con un electrodo E60XX y una garganta de soldadura de 3/8" se obtienen un factor de diseño para estas condiciones de 109.

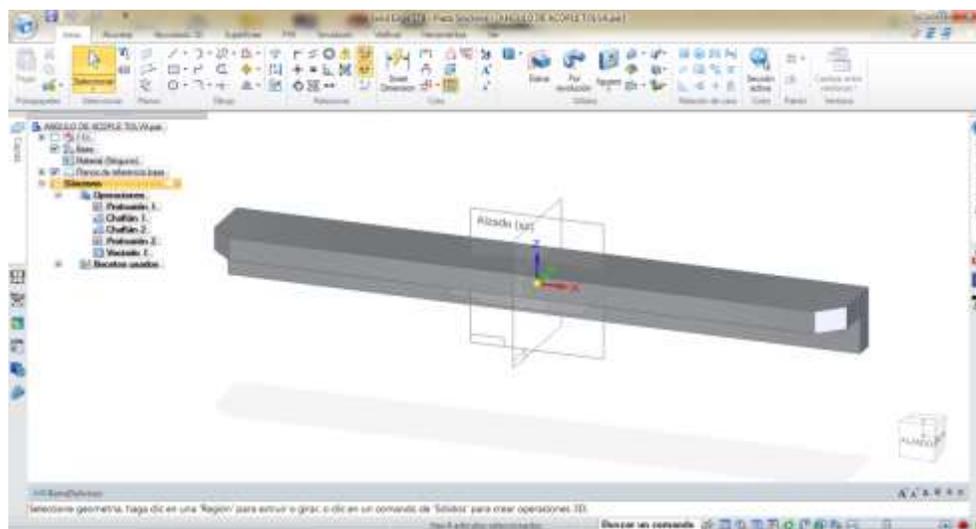


Figura 45. Acople de máquina en Solid Edge. Fuente: Solid Edge, Autores

9.3 Soldadura de la tolva

EL diseño de la tolva se hace con una lámina de acero de 5mm, su carga por peso es de 1403N, para el cálculo de este perfil de soldadura se asume que la carga por peso de la tolva generaría un carga máxima en la base de la tolva que se va a soldar. Por ello la carga por peso de la tolva genera un momento máximo con el brazo más largo que la geometría puede brindar que es 1,108m además de la carga de seguridad de 500N

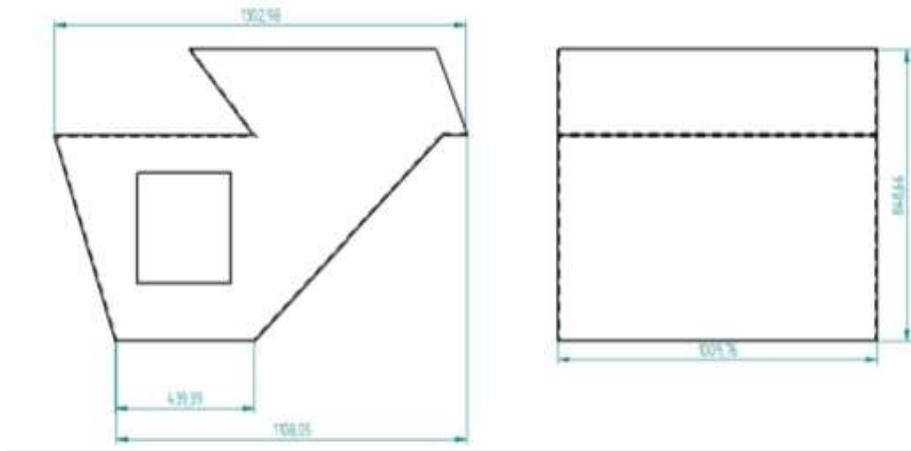


Figura 46. Plano de la tolva de admisión. Fuente: Autores

Usando un electrodo de E60XX con garganta de 7/16" y un perfil de soldadura que cubra la base de la tolva y garantice su aseguramiento a la base de la caja de mecanismos, lo que quiere decir que se usa el perfil número 6 de la tabla 9-2 del libro de Shigley se obtiene un factor de diseño bajo estas condiciones de 642 evidenciando que los criterios usados se obtiene un factor de diseño bastante grande que sirve para las condiciones de carga establecidas.

10. Diseño de cuñeros

10.1 Cuñero para engranajes rectos.

Para la selección de tamaño adecuado de los cuñeros se debe tener en cuenta los requerimientos de potencia y compararlos con los estándares geométricos que se establecen en la bibliografía de los diferentes libros de diseño mecánico. Para el diseño de los acoples del eje a los sistemas que proporcionan la potencia y el movimiento se requieren cuñas que resistan la fuerza que se le imprime al eje y que por supuesto se acoplen correctamente a dichos elementos mecánicos. La fuerza que viene del elemento se distribuye en la mitad de la cara del área en cuestión siendo esta área además del acople el soporte entre el eje y el elemento mecánico.

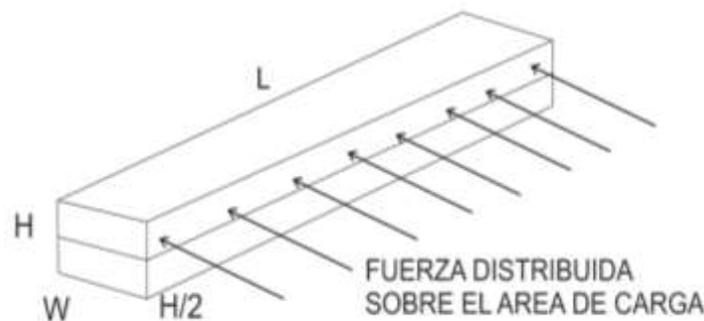


Figura 47. Distribución de la fuerza en el cuñero. Fuente: Autores

Para la geometría del eje de acople se tiene un diámetro de 25mm se tiene una dimensiones estándar para geometrías rectangulares y cuadradas de cuñeros.

Para el acople de los engranes rectos que proporcionan la inercia necesaria al eje para el funcionamiento de la máquina. El material del cuñete será el mismo material con el que se va a fabricar el eje acero 4140 de $S_{ut}=1770\text{MPa}=257\text{kpsi}$ y

$$S_y = 1640 \text{ MPa} = 238 \text{ kpsi}$$

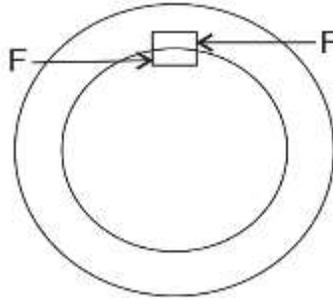


Figura 48. Distribución de carga en el cuñero. Fuente: Autores

Para el acople del engranaje recto con el eje en el principio del circuito mecánico se usarán cuñetes cuadrados. El cálculo de geometría de este cuñero sirve para los dos engranes ya que al ser de las mismas dimensiones y de igual transmisión de carga y de potencia soportarán la misma carga bajo las mismas condiciones.

Para el eje de $25 \text{ mm} = 0,9843 \text{ in}$ se usa el intervalo de la tabla diámetros entre $7/8$ y $1\frac{1}{4}$ de pulgada lo que equivale a un diámetro entre $22,225 \text{ mm}$ y $31,75 \text{ mm}$. Por eso se elige $W = 1/4 = 6,35 \text{ mm} = H$.

Si el esfuerzo es la relación de una fuerza con el área en la que se aplica y el área en la que se aplica en el cuñero debe ser capaz de soportar la fuerza que genera dicho esfuerzo; calculando la longitud del cuñero con $N=3$ se obtiene que su longitud sea de 44 mm . Los cálculos de esta longitud se especificarán en el Anexo E .

10.2 Cuñero para acople volante de inercia

El diseño de esta parte mecánica requiere un tipo de acople más especializado el cual garantice la correcta transmisión de la potencia y la energía mecánica que almacena el volante de inercia hacia el eje de las cuchillas. Por ellos se empleará un

acople de estrías de lados rectos.

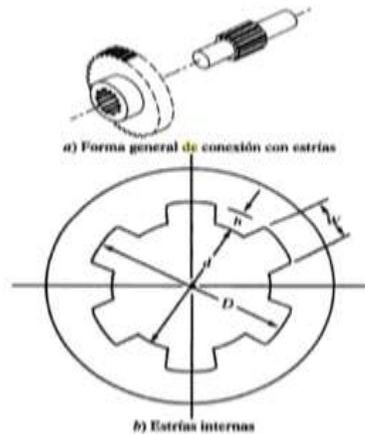


Figura 49. Esquema de estría dentada para acople del volante de inercia, Mott. Fuente: Diseño de máquinas de Robert L. Mott

Este tipo de acoples por lo general usan una configuración de de 4, 6, 10 o 16 estrías. Del libro de Diseño de máquinas de Robert L. Mott tenemos las fórmulas SAE para estrías rectas.

Núm. de estrías	W, para todos los ajustes	A: Ajuste permanente		B: Para deslizar sin carga		C: Para deslizar bajo carga	
		h	d	h	d	h	d
Cuatro	0.241D	0.075D	0.850D	0.125D	0.750D		
Seis	0.250D	0.050D	0.900D	0.075D	0.850D	0.100D	0.800D
Diez	0.156D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D
Dieciséis	0.098D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D

Nota: Estas fórmulas llegan a las dimensiones máximas de W, h y d.

Figura 50. Fórmulas SAE para estrías rectas, Mott. Fuente: Diseño de máquinas de Robert L. Mott

Para este caso se usa el tipo A ya que la pieza acoplada no debe moverse después de la instalación, la capacidad torsional para las estrías SAE se b-s y h la profundidad de las estrías. Para un numero de estrías de 10 con ajuste permanente tenemos que.

Ecuación 24. Dimensiones típicas acoples estriados.

$$W = 0,156D$$

$$h = 0,075D$$

$$d = 0,85D$$

Si $d=25\text{mm}=0,9842\text{in}$ entonces $D=29,4111\text{mm}=1,1579\text{in}$

$h=2,2058\text{mm}=0,0868\text{in}$ $W=4,588\text{mm}=0,1806\text{in}$

TABLA 11-5 Capacidad de par torsional por pulgada de longitud, para estrías rectas

Número de estrías	Ajuste	Capacidad de par torsional	Diámetro requerido
4	A	$139D^2$	$\sqrt{T/139}$
4	B	$219D^2$	$\sqrt{T/219}$
6	A	$143D^2$	$\sqrt{T/143}$
6	B	$208D^2$	$\sqrt{T/208}$
6	C	$270D^2$	$\sqrt{T/270}$
10	A	$215D^2$	$\sqrt{T/215}$
10	B	$326D^2$	$\sqrt{T/326}$
10	C	$430D^2$	$\sqrt{T/430}$
16	A	$344D^2$	$\sqrt{T/344}$
16	B	$521D^2$	$\sqrt{T/521}$
16	C	$688D^2$	$\sqrt{T/688}$

Figura 51. Capacidad de par torsor para estrías rectas, Mott. Fuente: Diseño de máquinas de Robert L. Mott

La capacidad de par torsional por pulgada de estría es:

Ecuación 25. Par torsional por pulgada.

$$T = 215D^2 = 215(1,1579)^2 = 288,25 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

El diámetro necesario para transmitir un par torsional es

Ecuación 26. Diámetro mínimo para transmisión de par.

$$D = \sqrt{\frac{T}{215}} = \sqrt{\frac{288,25}{215}} = 1,1579\text{in} = 29,41\text{mm}$$

11. Calculo de pernos y sujetadores

Para la sujeción del armazón de la maquinaria se utilizarán pernos que soporten la carga propia de la caja de trituración. Para los laterales de la caja se usarán pernos para que posea el agarre necesario que evite la separación de las dos placas a unir. Ya que no se posee una información que nos permita establecer la fuerza de precarga necesaria que evite la separación de dichas placas. Por medio de la teoría del cono de presión de Rotscher.

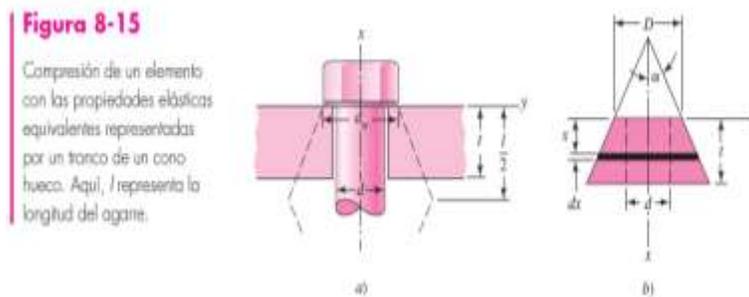


Figura 52. Esquema de cono de Rostcher, Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería Mecánica, Shigley, Octava Edición.

Para elementos de acero endurecido, hierro fundido o aluminio se usa $\alpha = 30^\circ$ que corresponde la relación entre el diámetro del perno y la longitud de agarre de 0,4. El agarre que debe asegurar el perno debe ser de 38mm, y la longitud que debe cubrir el triángulo de Rotscher es de 130mm. Se elige un perno de cabeza hexagonal de diámetro 7/8" y una tuerca del mismo diámetro UNC grado 8, además de una arandela de diámetro 7/8" y espesor de 3mm. Las longitudes del perno y la tuerca se especifican en los Anexo G.

El esquema del cono de presión de Rotscher representa la distribución de la cobertura del agarre del perno hacia las superficies que va a sujetar, la longitud de

dichas superficies en este caso es de 38mm de las dos placas de acero que unirá el perno, F es el diámetro del perno que se va a usar, en este caso es 33,32mm. La longitud de la base del triángulo debe ser tal que garantice el agarre necesario de las dos placas de acero que se van a unir, dicha distancia es 200mm.

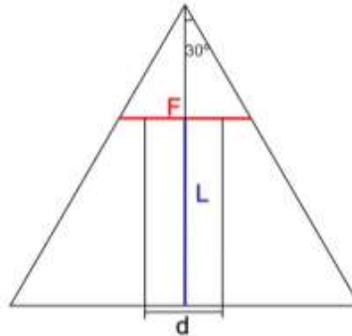


Figura 53. Triángulo de cálculo de dimensiones del agarre. Fuente: Autores

Usando el perno de 7/8" con $F=33,32\text{mm}$ y un ángulo $\alpha = 30^\circ$ tenemos.

$$\frac{\text{Sen } 30}{16,66\text{mm}} = \frac{\text{Sen } 60}{y} \quad y = 28,85\text{mm}$$

La altura total del triángulo es

$$h = y + l = 28,85\text{mm} + 57,15\text{mm} = 86\text{mm}$$

Hallamos la longitud del nuevo cateto adyacente

$$\frac{\text{Sen } 30}{x} = \frac{\text{Sen } 60}{86\text{mm}} \quad x = 49,65\text{mm}$$

Lo que quiere decir es que la distancia del agarre es 99,3mm, lo que quiere decir que para el ajuste dos pernos unirán perfectamente las dos placas de acero.

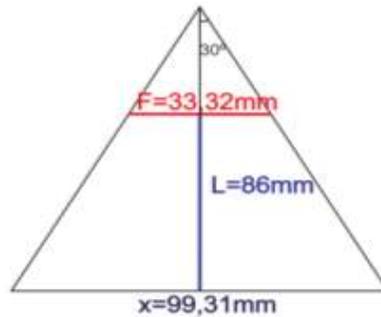


Figura 54. Triángulo de medidas del agarre y longitud de acción del cono de Rotscher. Fuente: Autores

Calculamos la rigidez del elemento, para un acero el módulo de elasticidad es de 207GPa, el agarre será la suma de los espesores de las placas más el grosor de la arandela $l=38\text{mm}+3\text{mm}=41\text{mm}$. La rigidez se calcula con base al agarre y a la propiedades él, obteniendo así un rigidez de $k_m = 5,26 \times 10^9 \frac{N}{m}$ con Siendo $\alpha = 30^\circ$ Usando el perno de 7/8" UNC grado 8 tenemos $d_w=33,32\text{mm}$ y $d=22,225\text{mm}$.

Calculando mediante tabla se obtiene $k_m = 5,09 \times 10^9 \frac{N}{m}$.

El cálculo de los pernos se sustenta en el Anexo G . Los resultados obtenidos sirven para unir las cuatro caras de la caja de la máquina. Los pernos se ubicarán de forma que se aproveche al máximo el agarre para las dos láminas de acero se ubicarán así.

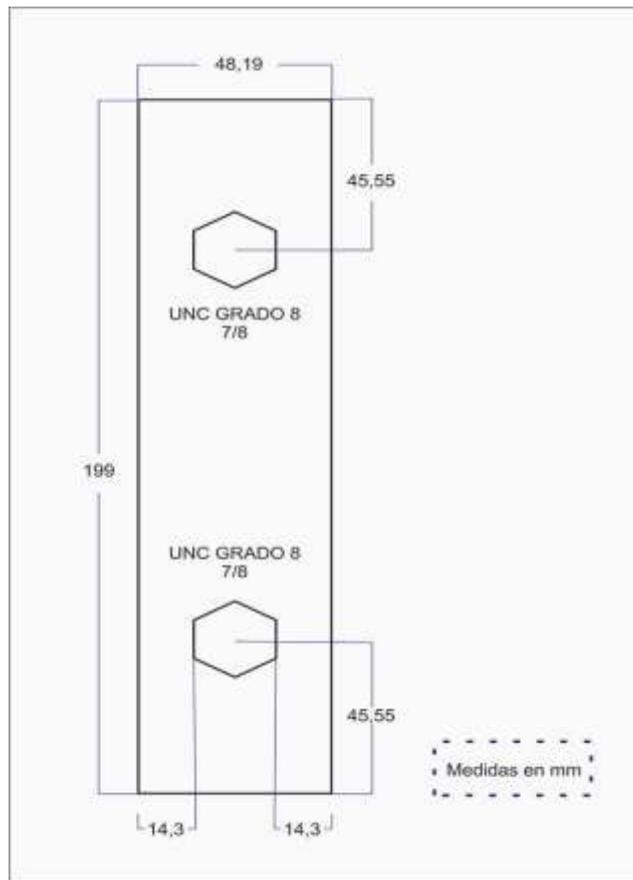


Figura 55. Montaje de los pernos en pared de unión lateral. Fuente: Autores

12. Estructura mesa para sistema de trituración

La estructura de la mesa debe soportar la máquina trituradora deber soportar una peso calculado estipulado en la siguiente tabla.

Tabla 2

Peso de los elementos mecánicos de la máquina.

Nombre	Peso Unitario(kg)	Cantidad	Subtotal
Tolva	143	1	143
Laterales	8	2	16
Pared interna lateral	9,28	4	37,12
Lámina lateral	29,3	2	58,6
Pared interna frontal	1,448	4	5,792
Lámina frontal caja de cuchillas	16,8	2	33,6
Soporte de cuchillas	1,5	40	60
Cuchillas	2,29	39	89,31
Separador de cuchillas	0,64	40	24,96
Eje 1	14,2	1	14,2
Eje 2	16	1	16
Volante de inercia	10	1	10
Engranajes	5,28	2	10,56
Brida y cojinetes	0,8	4 (N/A)	0,8
Cojinetes	0,82	4 (N/A)	0,82
Pernos	1	8 (N/A)	1
TOTAL			521,73

Fuente. Autores



Figura 56. Modelo máquina trituradora. Fuente: Autores

La mejor opción para sostener el cuerpo de la máquina trituradora debe soportar al menos 2 toneladas previendo cualquier circunstancia de trabajo. Se usará una estructura de la empresa SAMM Colombia que proporciona estructuras de andamios certificadas. Se pide la cotización a la empresa bajo la condición que la estructura debe soportar una carga de 2 toneladas la empresa nos ofrece una solución de una estructura de área de 2.07m x 3m y que resiste 540kg/m^2 lo cual para el requerimiento del peso de la máquina es óptimo.

La estructura es de fácil montaje y se debe adaptar para integrar la máquina a su geometría. Los planos de la estructura van en el anexo H del documento. La empresa asume la compra y elección de los aditamentos necesarios para el montaje del sistema total de trituración como las bandas admisión y la base del sistema de trituración

1. GRÁFICA ILUSTRATIVA



SAMM Colombia S.A.S. NIT: 900.332.396-0 / Calle 21 No. 69B – 35 Barrio Montevideo
Bogotá D.C. – Colombia / www.sammcolombia.com

Figura 57. Estructura mesa para sistema de trituración. Fuente: sammcolombia.com

Para estimar el precio de la máquina se hace un listado de los precios unitarios de cada parte mecánica y eléctrica que requiere el diseño de la máquina, se realizó una cotización de la parte con un técnico especializado en montaje y comercialización de automatismos industriales. La cotización de la parte mecánica se hace con la empresa TRIMOCOL ubicada en la ciudad de Sogamoso-Boyacá dedicada al ensamble y construcción de maquinaria. A continuación se muestra la tabla de la cotización de la máquina.

Tabla 3

Valor elementos mecánicos y eléctricos de la máquina.

ITEM	NOMBRE	TIPO DE MATERIAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	SUBTOTAL
COTIZACION ELEMENTOS MECANICOS					
1	Cuchillas	Acero 4140	38	120000	4560000
2	Separador de cuchillas	Acero estructural 1020	40	15000	600000
3	Separador lateral de cuchillas	Acero estructural 1020	40	8000	320000
4	Eje de cuchillas con engranaje	Acero 4140	1	220000	220000
5	Eje de cuchillas sin engranaje	Acero 4140	1	220000	220000
6	Lamina frontal caja de cuchillas	Acero estructural 1020	2	100000	200000
7	Engranaje	Acero 4140	2	110000	220000
8	Pared interna lateral caja de cuchillas	Acero estructural 1020	2	50000	100000
9	Pared interna frontal caja de cuchillas	Acero estructural 1020	2	30000	60000
10	Soporte pared interna	Acero estructural 1020	4	17000	68000
11	Soporte lateral caja de chuchillas	Acero estructural 1020	2	20000	40000

12	Pared interna lateral caja de cuchillas	Acero estructural 1020	2	18000	36000
13	Acople	Acero estructural 1020	2	22000	44000
14	Tolva	Acero estructural 1020	2	450000	900000
16	Motor trifásico de 40 hp	440V 60Hz	1	4000000	4000000
17	Cojinetes	Rodillos cónicos 55 y 46 KN	4	70000	280000
COTIZACION ELEMENTOS ELECTRICOS					
18	Interruptor termo magnético	440V 1 ^a	2	650000	1300000
19	Relé térmico	440V 100 ^a	2	650000	1300000
20	Contactores	440V 100 ^a	4	700000	2800000
21	Temporizadores	220 V	4	150000	600000
22	Tablero y armario de control	Luces y Botones	1	1100000	1100000
23	Insumos	Borneras terminales, conectores, cable de vehículo, cable de 7 hilos No4	1	1100000	1100000
24	Mano de obra		1	6000000	4000000
TOTAL					26068000

Al comparar con soluciones del mercado nacional de maquinaria de trituración encontramos que la máquina más parecida a nuestro diseño y a los requerimientos de la empresa se encuentra en mercado libre con un precio 32 millones de pesos pero solo tiene sistema de trituración sin control automatizado.

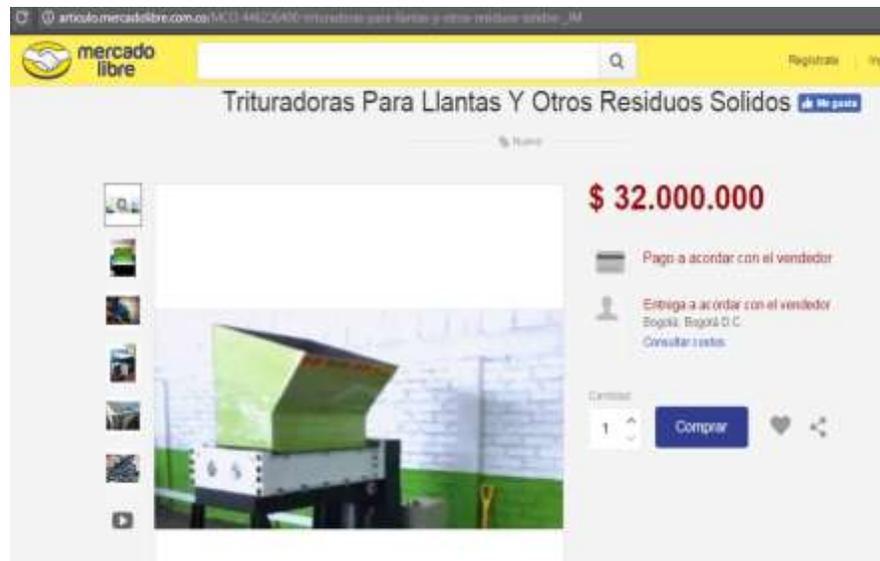


Figura 58. Máquina trituradora de residuos sólidos empresa colombiana Mercado Libre Fuente: mercadolibre.com.co



Figura 59. Máquina trituradora de residuos sólidos empresa colombiana Mercado Libre. Fuente: mercadolibre.com.co

Comparamos el precio de construcción de nuestra máquina con el precio de venta de una máquina comercial de las mismas características y aplicación que la nuestra. La máquina tiene un precio comercial aproximado en Colombia de 30 millones de pesos pero solo posee diseño start-stop y dos motores de 45KW y es usada típicamente para la trituración de plástico. La empresa fabricante es estadounidense lo que quiere decir que su compra incurre en costos de importación y aranceles gubernamentales que incrementan el precio de la máquina.

ASIAN MACHINERY USA Inc. www.asianmachineryusa.com

AM U.S.A. **YBRACK**

Asian Machinery U.S.A., Inc
3 SW 129TH Avenue, Suite 208
Pembroke Pines, FL 33027, U.S.A.
Tel: 305-594 1075

MODELO: VMGL40160
TRITURADORA



ESPECIFICACIONES

DIAMETRO DE ROTOR	Φ 514
VELOCIDAD DE EJE	11 R/MIN
CUCHILLAS DE ROTOR	32 PCS
ESPESOR DE LAS CUCHILLAS	50 MM
POTENCIA DEL MOTOR PRINCIPAL	45 + 45 KW
PESO	14100 KG

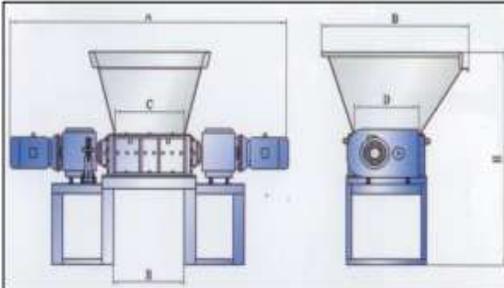


Figura 60. Especificaciones máquina trituradora de plástico empresa ASIAN MACHINEY. Fuente: asianmachineryusa.com

12. Análisis de elementos finitos

El análisis de elementos finitos se realiza en el software SolidWorks 2017 ya que proporciona un mallado de calidad para realizar análisis de elementos finitos, las cargas y momentos flexionantes no se aplican solo en forma superficial sino que se pueden colocar de forma que la carga se aplica en el lugar geométrico requerido, para este análisis se optó por incluir las cargas utilizando geometrías de referencia en el eje donde los planos y la juntas juegan un papel importante para situar las cargas y los pares torsores propios de los ejes. Para obtener una medida de la deformación o de esfuerzos se debe restringir la geometría de los apoyos ya que la flecha se tiene que simular como una viga para obtener al mismo tiempo los resultados de someter la flecha a flexión y torsión al mismo tiempo. El punto 1 equivale a la transmisión de la polea, el 2 al engrane, el 3 es el cojinete 1, el 4 es el centro de masa del eje, el 5 es el cojinete 2 y el 6 corresponde al volante de inercia.

12.1 Análisis de elementos finitos eje con volante

Para este análisis se debe incluir además de las cargas los pares torsores que impulsan y empujan la flecha como se muestra en el diagrama de cuerpo libre que se presenta en el análisis estático

12.1.1 Flecha con volante eje Y, factor de diseño. El análisis arroja que con las cargas y momentos que soporta el eje para un material normalizado AISI 4140 se obtiene un factor de diseño mínimo de mayor igual que 1,99 lo que quiere decir que el eje soportará las cargas a las que se somete de manera óptima. La flecha en el plano Y tiene que soportar los momentos que proporcionan el motor y el volante de inercia.

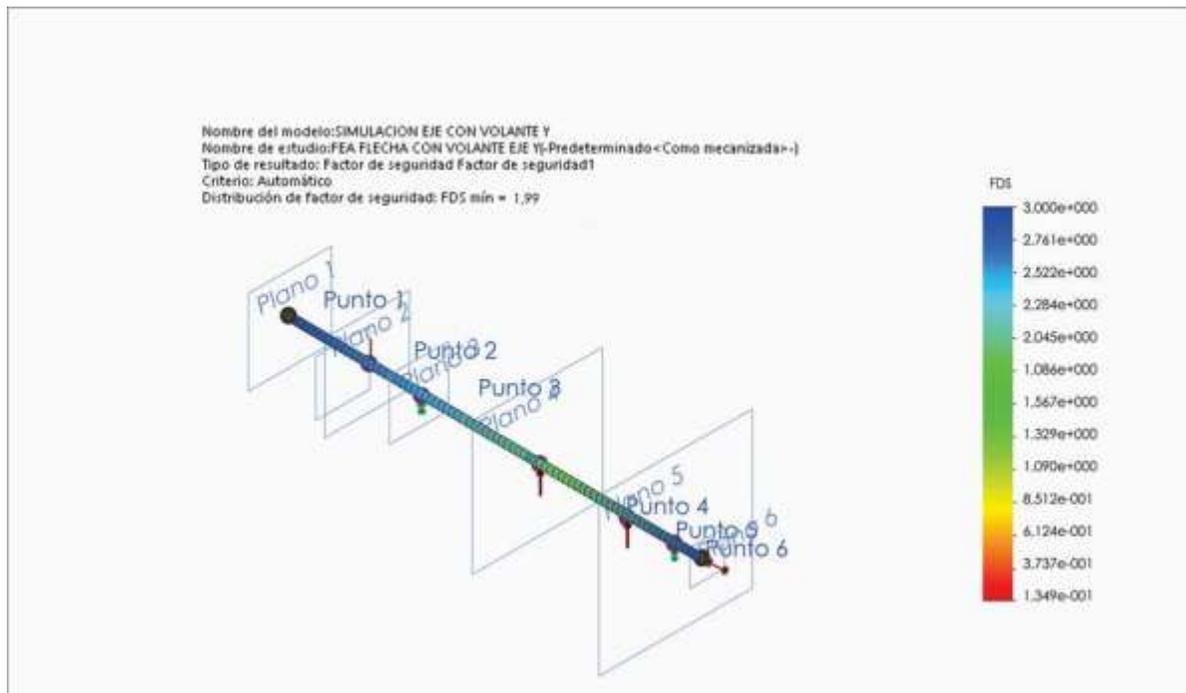


Figura 61. F.E.A. Flecha con volante eje Y factor de diseño. Fuente: SolidWorks, Autores

12.1.2 Flecha con volante eje Y, cortante. El esfuerzo cortante como se esperaba ocurre cerca del punto 3 donde se sitúa el cojinete 1 ya que este punto está cerca de la transmisión de la polea y el engrane

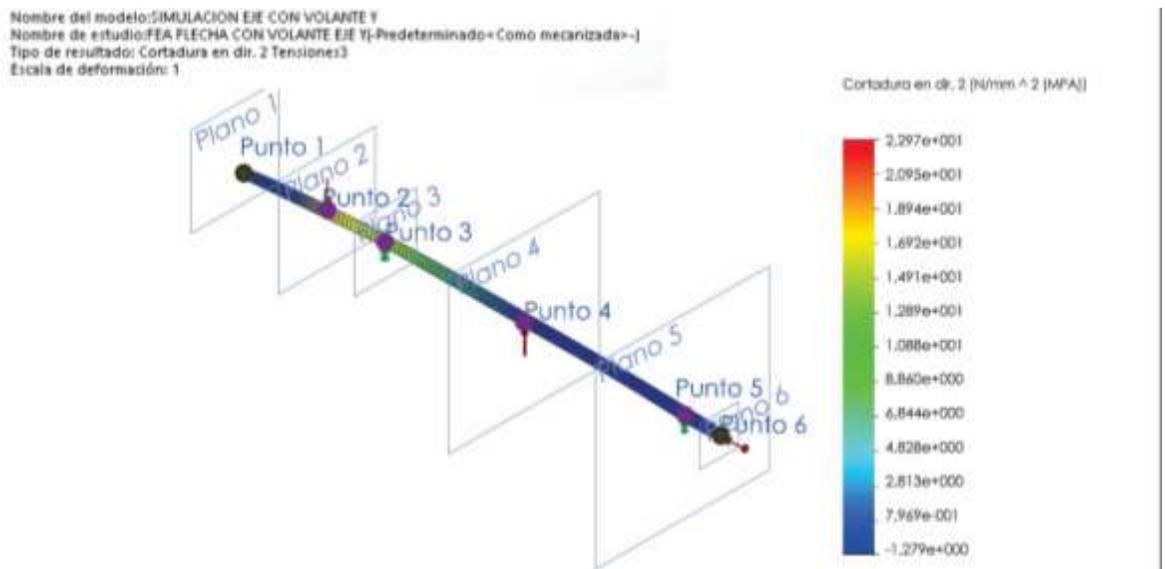


Figura 62. F.E.A. flecha con volante eje y esfuerzo de cortadura. Fuente: SolidWorks, Autores

12.1.3 Flecha con volante eje Z, factor de diseño. Como el gráfico lo indica la flecha tiene un factor de seguridad no menor a que se presenta.

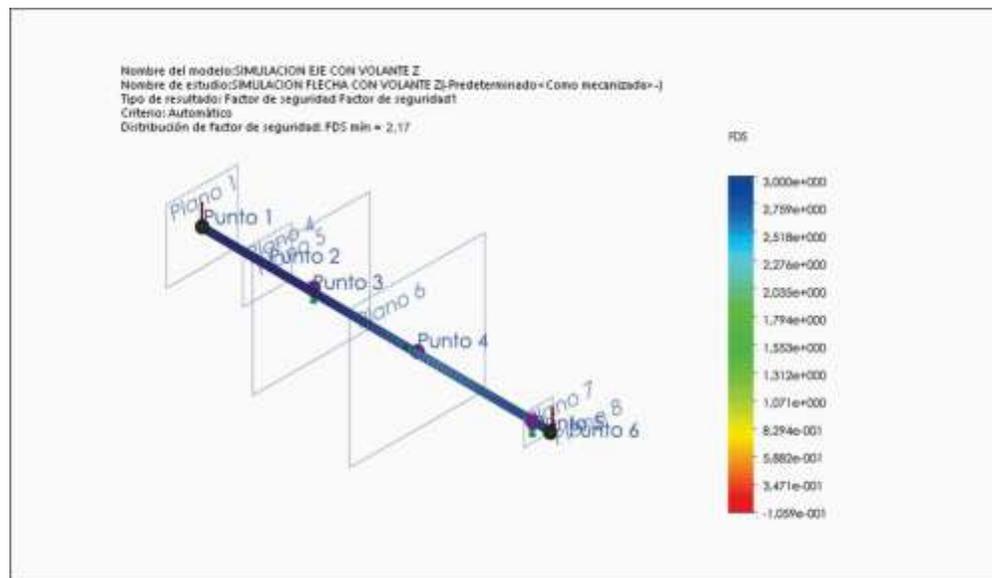


Figura 63. F.E.A. Flecha con volante Z factor de diseño. Fuente: SolidWorks, Autores

12.1.4 Flecha con volante eje Z, cortante. El esfuerzo cortante permanece casi constante a lo largo de la flecha siendo en escala mucho menor que el esfuerzo de fluencia del material.

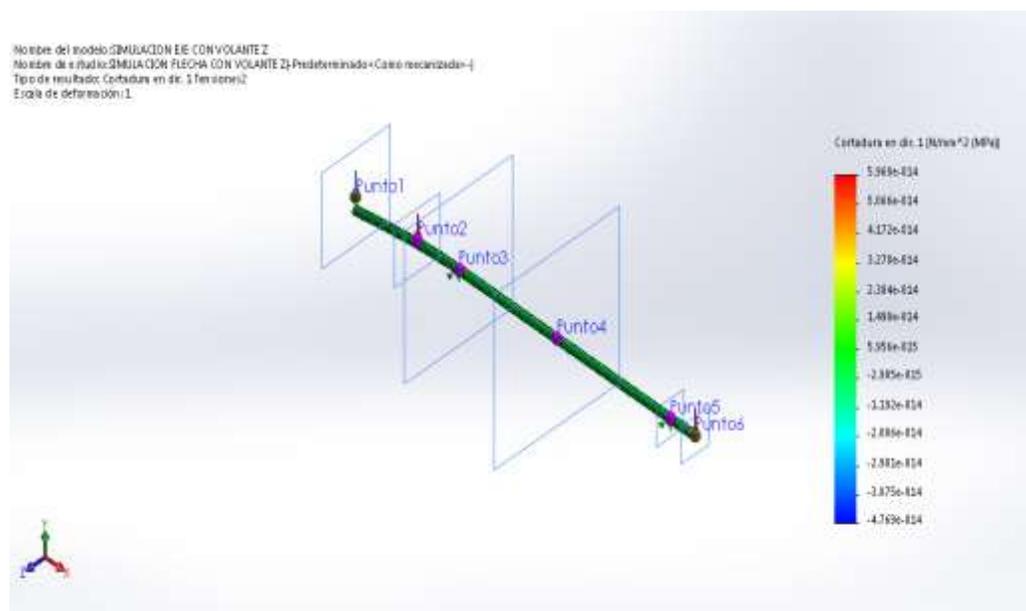


Figura 64. FEA flecha con volante eje z Cortante. Fuente: SolidWorks, Autores

12.2 Analisis de elementos finitos eje sin volante

12.2.1 Flecha sin volante eje Y, factor de diseño. El factor de diseño mínimo en la flecha es de 1,97.

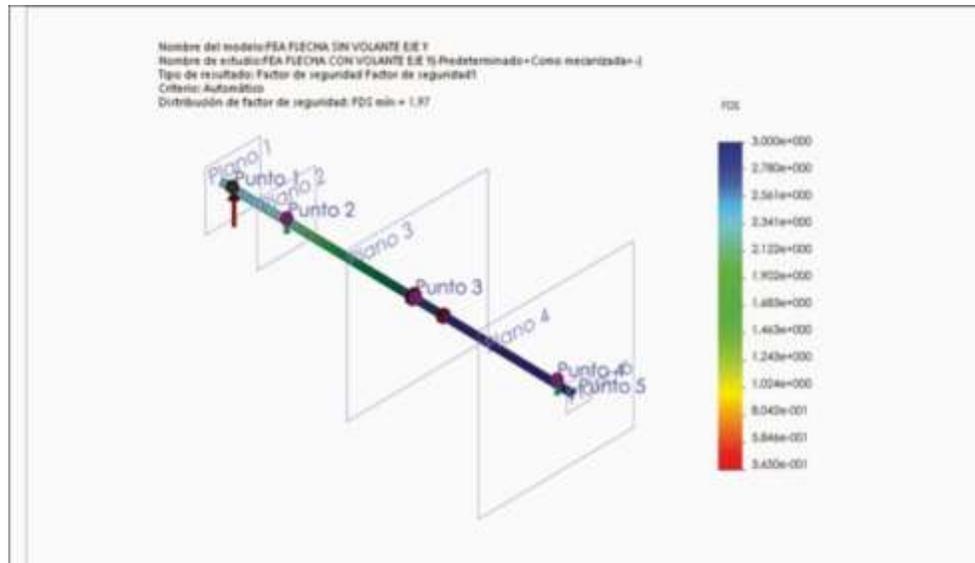


Figura 65. FEA flecha sin volante factor de diseño. Fuente: SolidWorks, Autores

12.2.2 Flecha sin volante eje Y, tensión axial y deflexión. El mayor índice de tensión axial en la flecha se encuentra cerca al punto 2 donde se ubica el engranje.

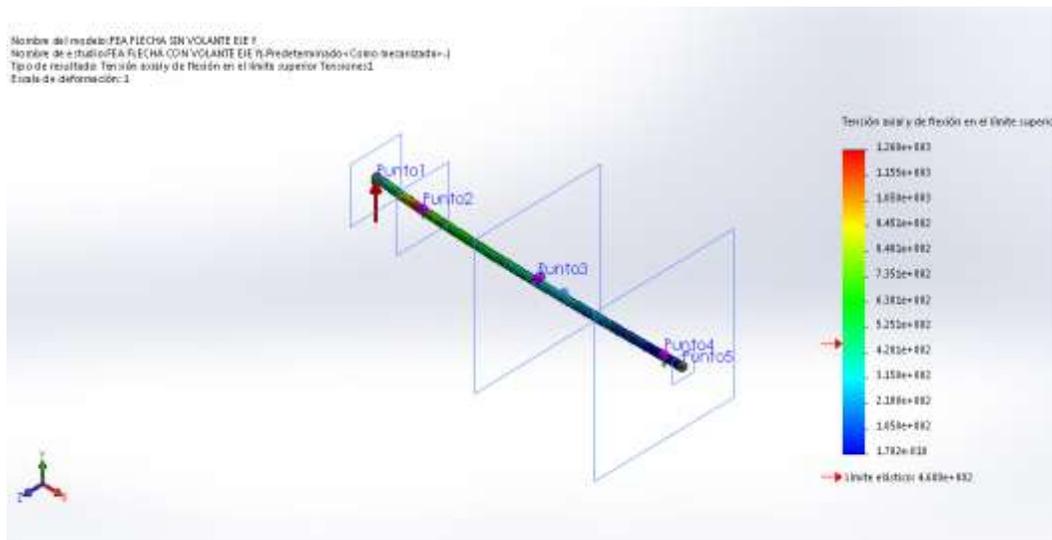


Figura 66. FEA flecha sin volante eje Y Tensión axial. Fuente: SolidWorks, Autores

12.2.3 Flecha sin volante eje Z, factor de diseño. El factor mínimo de la flecha en el eje Z es 2,5.

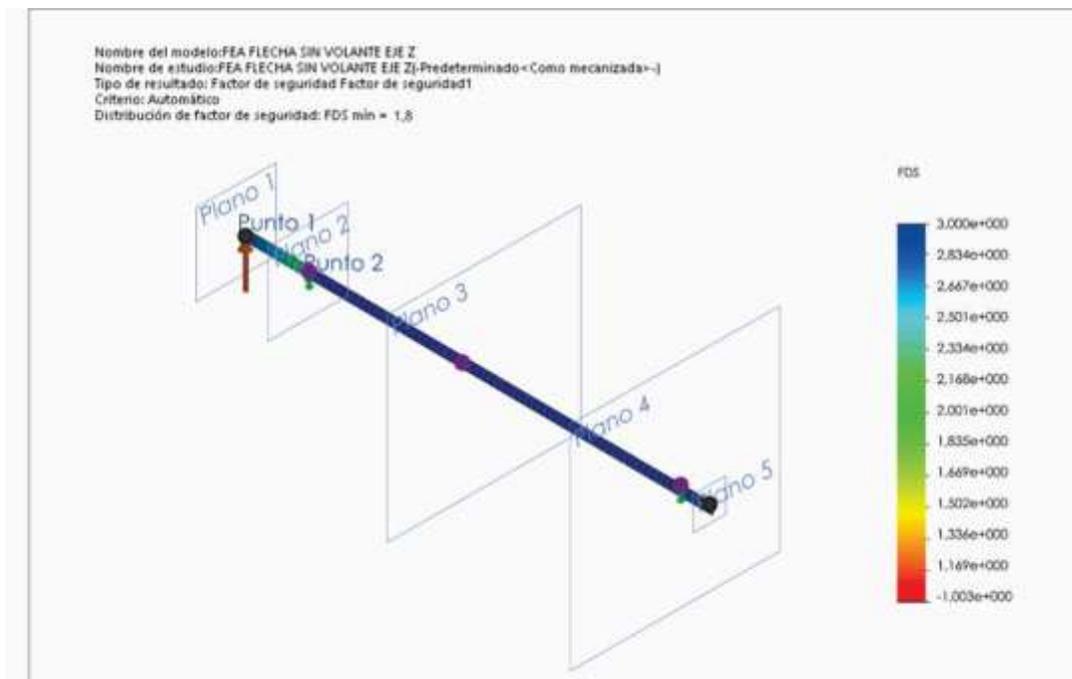


Figura 67. FEA flecha sin volante eje Z factor de diseño. Fuente: SolidWorks, Autores

12.2.4 Flecha sin volante eje Z, cortante tensión axial.

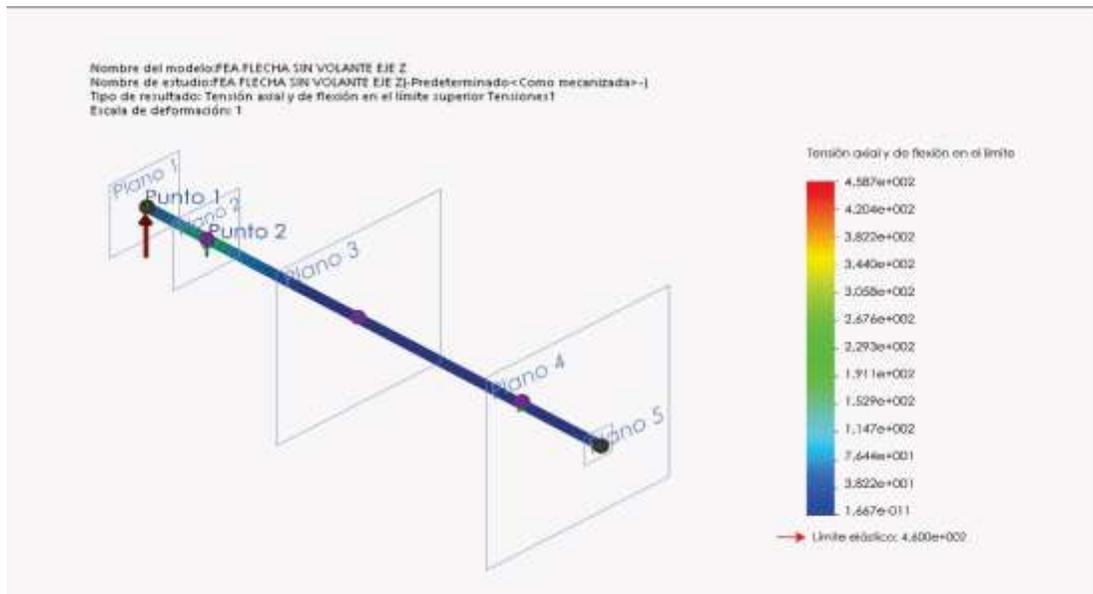


Figura 68. FEA sin volante eje Z cortante. Fuente: SolidWorks, Autores

12.3 Analisis de elementos finitos pared de cojinetes

Para simular las cargas a las que se somete la pared de la caja que soporta a los cojinetes se aplican las máximas cargas radiales que soportan los cojinetes que es de 52KN, por ello la carga se modela en los dos agujeros de cojinete para conocer su factor de diseño, deformación y esfuerzo Von Misses. Lo que nos indica que el esfuerzo de contacto mayor existe en la pared que soporta el cojinete. La escala del factor de diseño es coherente siendo este factor de 3 o más alrededor de toda la superficie del mallado

12.3.1 Von Misses. Como es lógico los esfuerzos de contacto mayores se sienten en la superficie en la que se sitúa el cojinete.

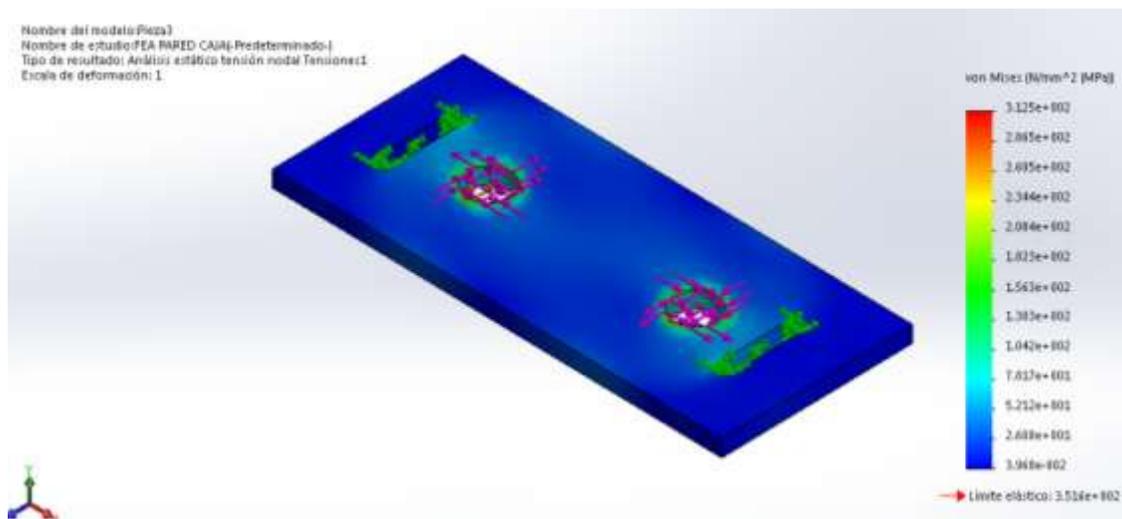


Figura 69. FEA pared de mecanismos Von Misses. Fuente: SolidWorks, Autores

12.3.2 Factor de Diseño. El factor de diseño es óptimo bajo las condiciones de carga

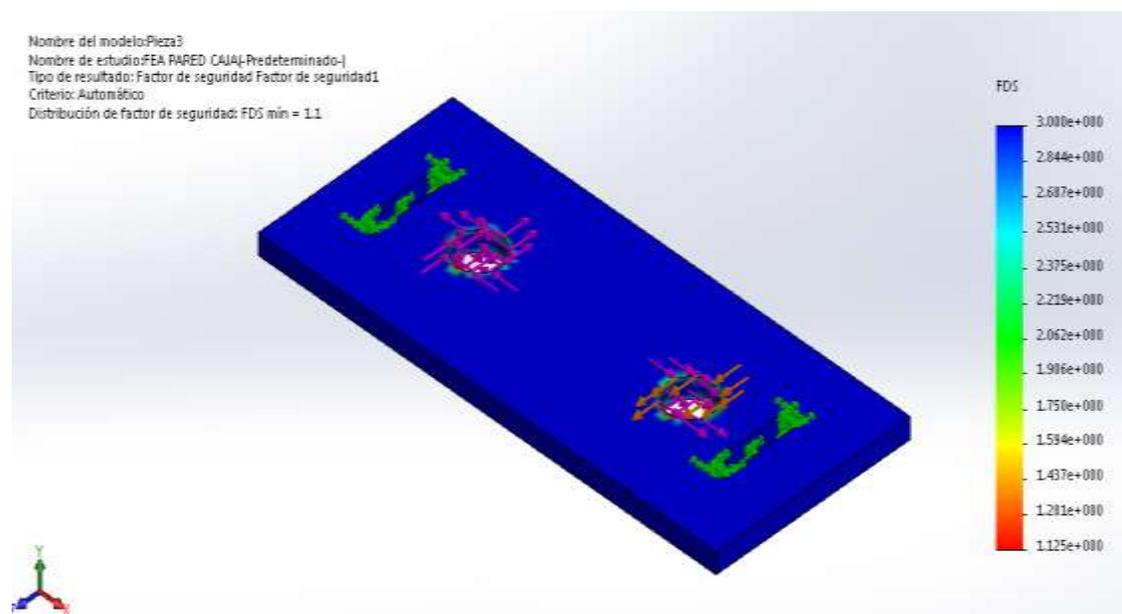


Figura 70. FEA pared de mecanismos factor de diseño. Fuente: SolidWorks, Autores

La gráfica de desplazamiento nos indica que su mayor índice se presenta en la geometría cercana a los cojinetes donde las fuerzas aplicadas en los cuadrantes generan este tipo de desplazamientos.

13. Diseño eléctrico automatizado

13.1 Diseño de control eléctrico de la máquina

El diseño del control automatizado integrará control para el arranque suave del motor además de inversor de giro que trabaja dependiendo de la lectura del sensor de torque que cumple la función de medir el torque nominal

El control automatizado para los aditamentos de la máquina trituradora como los son las bandas transportadoras de admisión y recolección y el respectivo control de sus motores se dejarán a criterio de la empresa. El control se hará básicamente para el sistema de trituración.

Hallamos la corriente de corto circuito

Ecuación 27. Corriente de corto circuito

$$I_{cc} = \frac{P}{V_{cc} * fp}$$

El factor de potencia del motor a plena carga es de 0,85. El motor puede trabajar con voltajes de 230 y 440V

$$I_{cc} = \frac{40hp * 746w}{440V * 0,85} = 79,78A$$

13.2 Diagrama Unifilar. El diagrama unifilar del circuito para la aplicación es.

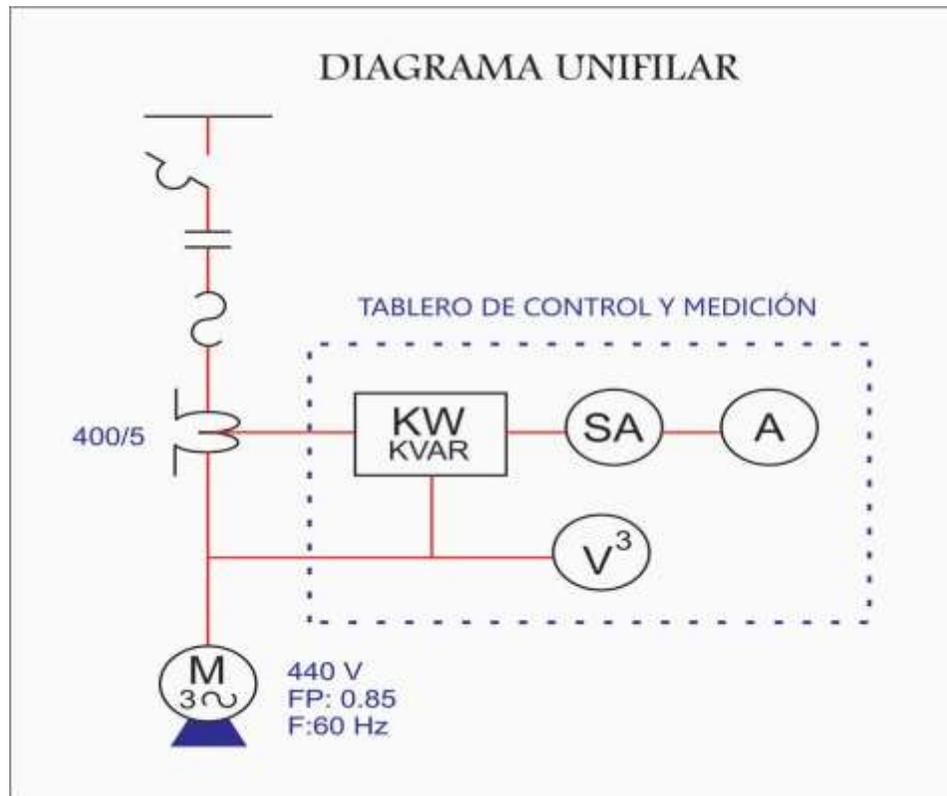


Figura 71. Diagrama Unifilar. Fuente: Autores

13.3 Circuito de potencia. El circuito de potencia integra el arranque estrella triángulo y el inversor de giro además de los contactores y protecciones normales.

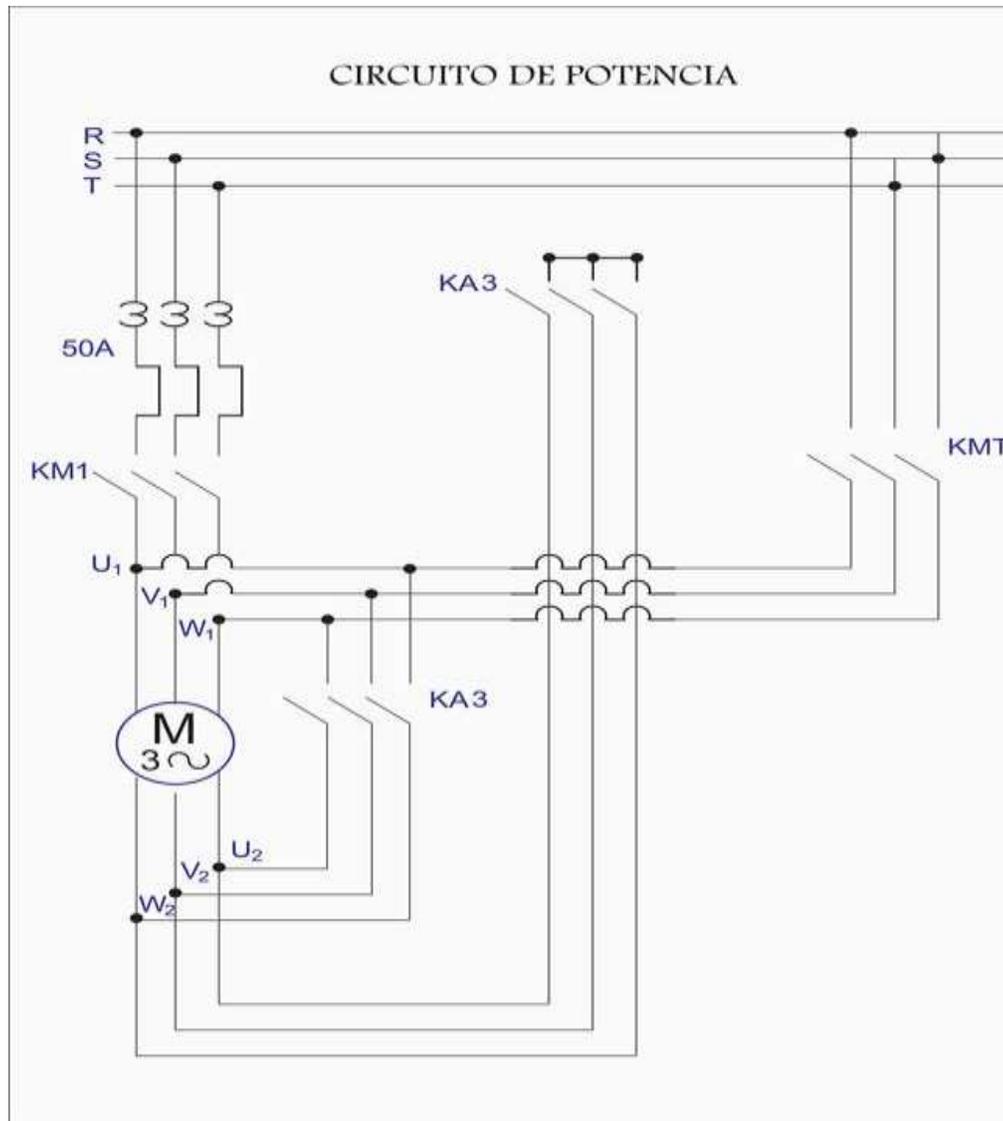


Figura 72. Circuito de potencia. Fuente: Autores

13.4 Circuito de control de la máquina

El motor arrancará de forma estrella – triángulo para garantizar que se supere la fuerza del motor necesaria para darle inercia. En el circuito de control se integran las protecciones y señalizaciones establecidas por norma.

El diagrama de proceso indica que se KM1 es la bobina del motor se desactiva cuando recibe la señal de falla del sensor. El contacto auxiliar KA5 temporiza el proceso y hace que el motor se detenga esperando un tiempo para que el motor frene de manera autónoma y luego activa el motor con arrancado suave y a KM2 que es el inversor de giro luego de un tiempo establecido, el contacto auxiliar KA3 temporiza la parada del motor y hace que se vuelva a energizar KM1 garantizando así que el proceso se cumpla de manera cíclica.



Figura 73. Circuito de control de la máquina. Fuente: Autores

Para integrar el sensor de torque que se calibrará para que su lectura al exceder más de 415Nm genere una señal digital 1 que haga que se active la parada de la máquina el contactor de este sensor es normalmente abierto y su piloto será de color amarillo que indique falla. Este sensor al activarse desenergizará el motor y mediante el contacto auxiliar KA4, para iniciar del nuevo se arranca nuevamente el motor en estrella – triángulo y se inicializa el inversor de giro un tiempo de 4 sg hasta que el eje se desatasque.

13.5 Tablero de Mando

El tablero de mando integra controles e indicadores del proceso de la máquina el piloto amarillo se ilumina si detecta que el sensor de torque genera un uno como

señal abriendo el contactor TORQ normalmente cerrado.

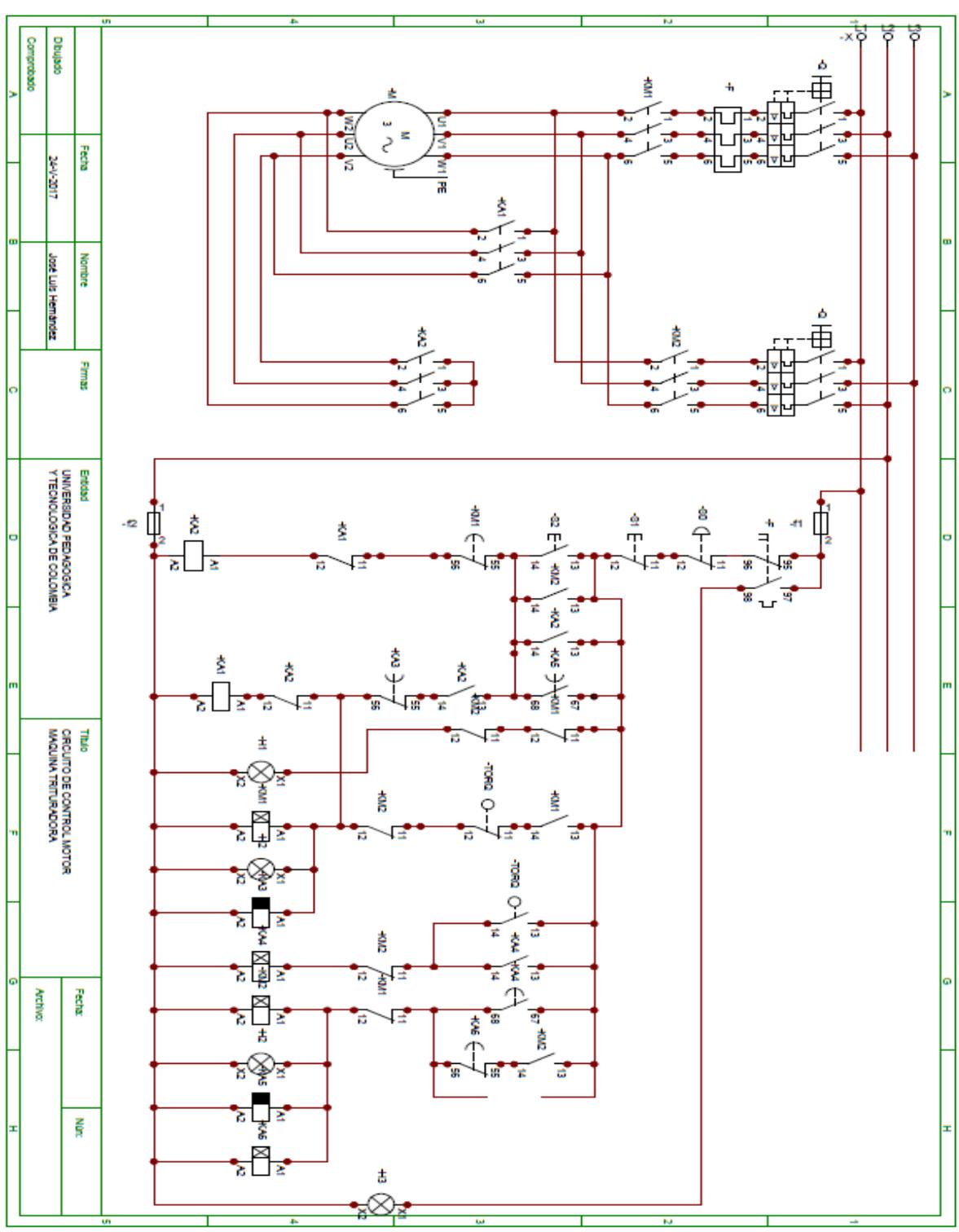


Figura 74. Tablero de mando. Fuente: Autores

13.4 Circuito de control

El circuito de control integra el sistema de control de potencia con el arrancado suave del motor y el sistema de control del proceso de la máquina, el circuito se diseña en el programa de simulación Cade-Simu. Los circuitos de los aditamentos como bandas transportadoras y recipientes de llenado con sus sensores respectivos serán asumidos bajo el criterio de la empresa.

13.5 Circuito de control general



Dibujado	Fecha	Nombre	Firma	Entidad	Titulo	Fecha	Núm.
Comprobado	24-11-2017	JOSÉ LUIS HERNÁNDEZ		UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA	CIRCUITO DE CONTROL MOTOR MAQUINA TRITURADORA	ACTIVO	

14. Conclusiones

La presente tesis sustenta la importancia del proceso que genera la empresa Alianza Forestal de Colombia E.S.P ya que contribuye en la disminución del impacto ambiental que genera los residuos plásticos en los rellenos sanitarios en las ciudades y municipios en los que hace presencia la empresa.

En el estudio y diseño de la máquina trituradora se evidencia la importancia de enfocar las nuevas tecnologías en pro de constituir herramientas que contribuyan a disminuir la carga de impacto ambiental que generan los residuos plásticos, además se observa que el factor de reciclabilidad influye en la constitución de un proceso de disposición y reutilización de residuos sólidos para generar utilidades para la empresa.

Una de las ventajas de la maquina es la capacidad de trituración que presenta ya que la mayoría de la maquinaria que posee una capacidad similar son mucho más robustas y por ende más costosa, además de ella un factor que influyó de gran manera fue la ergonomía ya que el diseño mecánico y eléctrico está enfocado en que la máquina tenga un principio de fácil uso.

El proyecto contribuyó a incentivar la investigación sobre materiales plásticos, propiedades físicas y usos principales en la ingeniería ya que estos materiales presentan diversas utilidades en el campo ingenieril.

15. Recomendaciones

Se recomienda que el manejo de la máquina este supervisado por un operario capacitado y especializado en el manejo óptimo de la máquina donde su función inspeccionar el funcionamiento correcto de la máquina, el operario debe tener los elementos de protección establecidos por normal. Se recomienda que el operario a cargo esté capacitado en Trabajo en Alturas ya que la máquina supera los 1,5 metros de altura.

Se recomienda realizar un plan de mantenimiento preventivo programado y planificado (ajustes, revisiones, reparaciones, limpieza interior y exterior, calibraciones y lubricación) cada mes dónde se verificará estado físico y funcional de los componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos de la máquina trituradora. Se recomienda hacer una inspección del estado de la máquina trituradora al inicio y al final de su ciclo de trabajo por día.

Se recomienda que en el espacio físico de la planta dispuesto para el proceso de trituración presente señalización de precaución, prohibición, obligación, ubicación salida de emergencia, indicativas y preventivas.

16. Bibliografía

Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, Protocolo de impacto, Pág. 15, Bogotá, 2011.

Budynas R., Nisbett J., Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8 Ed. México, 2008, 1007 p.

Moot L. Robert, Diseño de elementos de máquinas, 4 Ed, Pág 651; Bogotá, 2006

Flower L. Luis, Controles y automatismos eléctricos. Teoría y práctica, Pág 143.

SKF grupo, Rodamientos, Pág 828, 2015

17. Anexos

Anexo A. Catalogo motor Siemens 40hp

Motores trifásicos

Motores horizontales con patas

Dimensiones de motores horizontales en pulgadas

Armazón	AA	R	S	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	H	AB	U
143T	0.75	0.771	.188	1.41	12.2	3.50	2.75	4	2.25	2.25	6.93	7.7	0.34	6.46	.875
145T	0.75	0.771	.188	1.41	13.3	3.50	2.75	5	2.25	2.25	6.93	4.7	0.34	6.46	+0.000 -0.005
182T	0.75	0.986	.250	1.78	14.2	4.50	3.75	4.50	2.75	2.75	8.86	9.7	0.41	7.36	1.125
184T	0.75	0.986	.250	1.78	15.2	4.50	3.75	5.50	2.75	2.75	8.86	9.7	0.41	7.36	+0.000 -0.005
213T	1.00	1.201	.312	2.41	18.0	5.25	4.25	5.50	3.50	3.38	10.62	11.2	0.41	9.02	1.375
215T	1.00	1.201	.312	2.41	19.1	5.25	4.25	7	3.50	3.38	10.62	11.2	0.41	9.02	+0.000 -0.005
254T	1.25	1.416	.375	2.91	22.3	6.25	5	8.25	4.25	4	12.62	13.4	0.53	9.92	1.625
256T	1.25	1.416	.375	2.91	24.1	6.25	5	10	4.25	4	1.62	13.4	0.53	9.92	+0.000 -0.001
284T	1.50	1.591	.500	3.28	28.8	7	5.50	9.50	4.75	4.62	14.19	15.5	0.53	12.94	1.875
286T	1.50	1.591	.500	3.28	28.8	7	5.50	11	4.75	4.62	14.19	15.5	0.53	12.94	+0.000 -0.001
284TS	1.50	1.416	.375	1.91	27.5	7	5.50	9.50	4.75	3.25	14.19	15.5	0.53	12.94	1.625
286TS	1.50	1.416	.375	1.91	27.5	7	5.50	11	4.75	3.25	14.19	15.5	0.53	12.94	+0.000 -0.001
324T	2.00	1.845	.500	3.91	32.0	8	6.25	10.50	5.25	5.25	15.94	17.1	0.66	15.75	2.215
326T	2.00	1.845	.500	3.91	32.0	8	6.25	12	5.25	5.25	15.94	17.1	0.66	15.75	+0.000 -0.001
324TS	2.00	1.591	.500	2.03	30.0	8	6.25	10.50	5.25	3.75	15.94	17.1	0.66	15.75	1.875
326TS	2.00	1.591	.500	2.03	30.0	8	6.25	12	5.25	3.75	15.94	17.1	0.66	15.75	+0.000 -0.001
364T	3.00	2.021	.625	4.28	34.2	9	7	11.25	5.88	5.88	17.81	18.5	0.66	17.69	2.375
365T	3.00	2.021	.625	4.28	34.2	9	7	12.25	5.88	5.88	17.81	18.5	0.66	17.69	+0.000 -0.001
364TS	3.00	1.591	.500	2.03	32.1	9	7	11.25	5.88	3.75	17.81	18.5	0.66	17.69	1.875
365TS	3.00	1.591	.500	2.03	32.1	9	7	12.25	5.88	3.75	17.81	18.5	0.66	17.69	+0.000 -0.001

Figura 75. Parámetros del armazón del motor. Fuente:

<http://industria.siemens.com.mx/motores/Docs/Motores%20NNM.pdf>

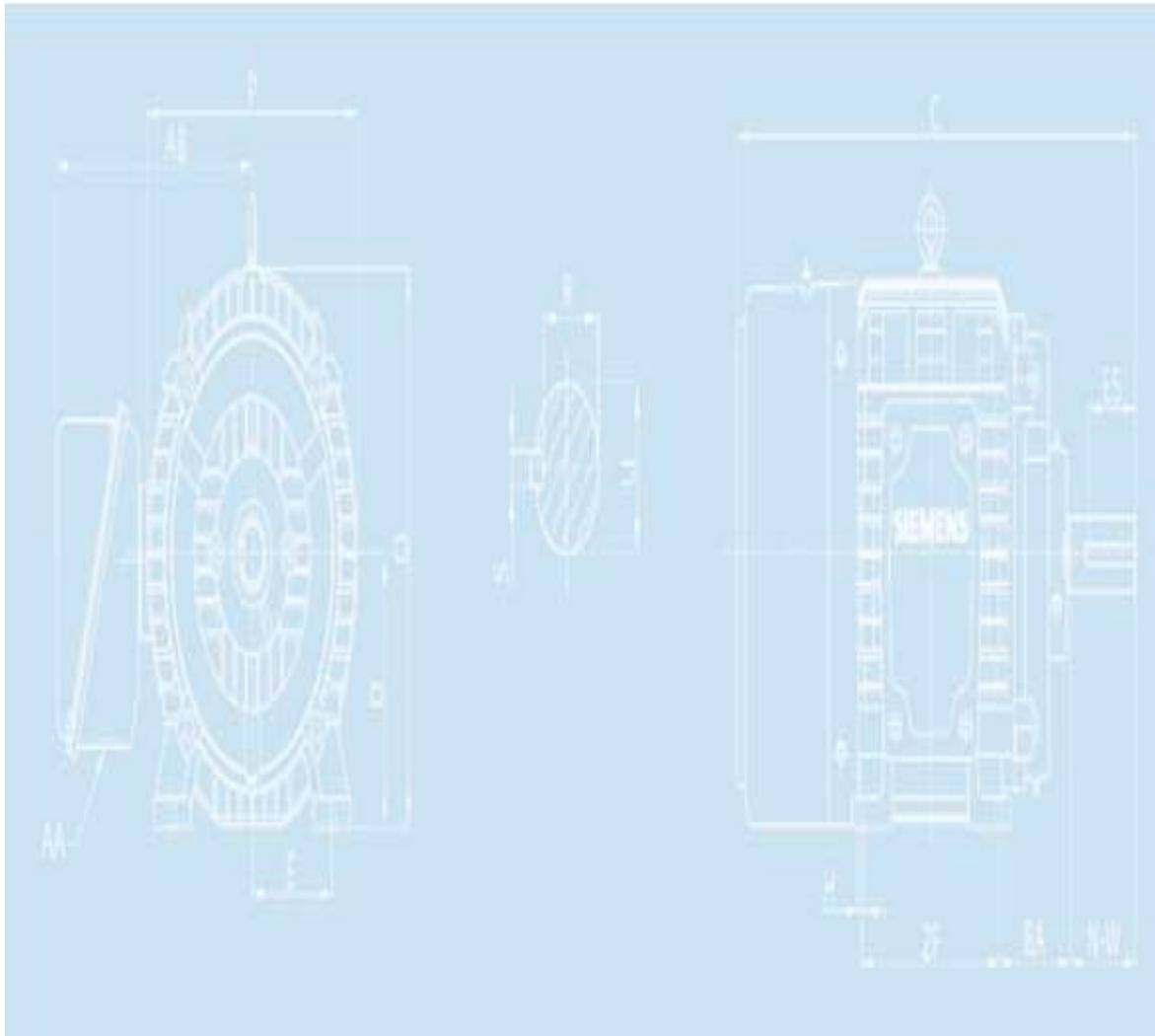


Figura 76. Plano indicativo de dimensiones del motor. Fuente:

<http://industria.siemens.com.mx/motores/Docs/Motores%20NNM.pdf>

Anexo B. Cálculo de polea de transmisión

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
<i>Cargas uniformes ligeras:</i> Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrífugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<i>Cargas uniformes medias:</i> Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<i>Cargas irregulares con sobrecargas:</i> Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores. Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Cargas irregulares y sobrecargas importantes:</i> Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Figura 77. Factores de corrección de Potencia Fuente:

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

Cálculo correa de transmisión

Para el cálculo de la correa me basé en los catálogos de la empresa DUNLOP para correas de transmisión industrial. Para un motor de 40hp procedemos a hallar:

Potencia corregida:

$$P_c = P * k$$

Donde K es un factor de corrección que hallamos de acuerdo a la tabla suministrada por la empresa Dunlop y que se encuentra en los anexos. Elegimos un factor K de 1,3 para pulverizadores trabajando entre 6 y 16 horas por día; entonces

$$P_c = 40 \text{ hp} * 1,3 = 52 \text{ hp} = 38792 \text{ w}$$

Para el perfil de selección de la correa nos guiamos por las 900 rpm

nominales del motor y la potencia corregida del mismo. Para una potencia corregida de 52 hp.

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
<i>Cargas uniformes ligeras:</i> Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<i>Cargas uniformes medias:</i> Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<i>Cargas irregulares con sobrecargas:</i> Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores. Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Cargas irregulares y sobrecargas importantes:</i> Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Figura 78. Factores de corrección de potencia catálogo Dunlop. Fuente:

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

Elegimos un factor K de 1,3 para pulverizadores trabajando entre 6 y 16 horas por día; entonces

$$P_c = 40 \text{ hp} * 1,3 = 52 \text{ hp} = 38792 \text{ w}$$

Para el perfil de selección de la correa nos guiamos por las 900 rpm nominales del motor y la potencia corregida del mismo. Para una potencia corregida de 52 hp.

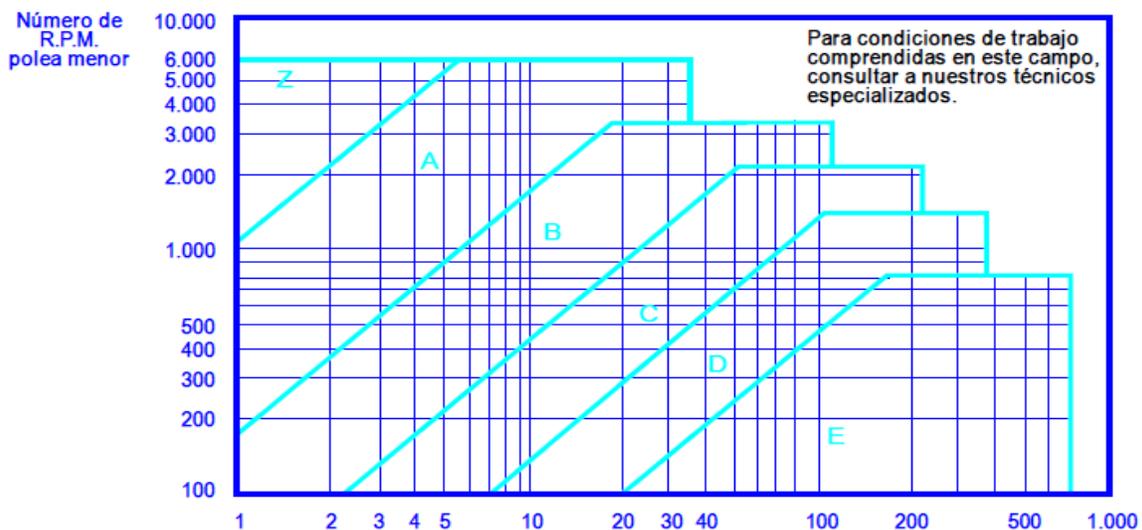
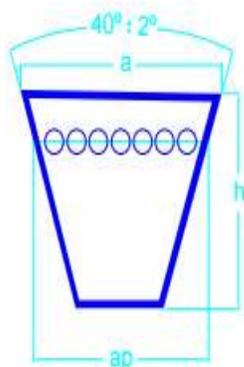


Figura 79. Diagrama de selección de tipo de poleas catálogo Dunlop Fuente:

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

Como podemos ver un perfil de banda acanalada tipo C es el ideal. Para el perfil de la correa tenemos las siguientes dimensiones.



- a Ancho base superior.
- h Altura o espesor.
- ap Ancho primitivo.

Sección	a mm	h mm	ap mm
Z	10	6	8.5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32

Figura 80. Diagrama de selección de tipo de poleas catálogo Dunlop. Fuente:

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

La relación de reducción R en la polea con respecto al motor va a ser de 3:1 para obtener 300 rpm a la salida de la polea. Procedemos a hacer los cálculos de las longitudes típicas. Para conocer el valor de los diámetros de las poleas nos

remitimos a la siguiente tabla, en la cual podemos ver como para una sección C el diámetro mínimo es 180 mm donde la V quiere decir que la selección es correcta para ese tipo de correa.

Tabla 8. Diámetros mínimos de poleas						
Diámetro polea (mm)	Z	A	B	C	D	E
60	V					
63	R					
67	V					
71	R	V				
75	V	V				
80	R	V				
90	V	R				
95		V				
100	R	R				
106		V				
112	V	R	V			
118		V	V			
125	R	R	V			
132		V	V			
140	V	R	R			
150	V	V	V			
160	R	R	R			
170			V			
180	V	R	R	V		
200	R	R	R	R		
212				V		
224	V	V	V	R		
236				V		
250	V	R	R	R		
265				V		
280		V	V	R		
300		V	V	V		
315		R	R	R		
355		V	V	V	R	
375			V	V	V	
400		R	R	R	R	
425					V	
450		V	V	V	R	
475					V	
500		R	R	R	R	R

Figura 81. Tabla de diámetros mínimos tipos de poleas catálogo Dunlop. Fuente:

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

Como el diámetro de la polea menor nos dio 180mm el diámetro de la polea mayor para reducir será de 540mm.

Distancia entre ejes

$$E \geq \frac{(R + 1)d}{2} + d$$

$$E \geq \frac{(3 + 1)180}{2} + 180$$

$$E \geq 540\text{mm} \quad E \geq D$$

Longitud de la correa

$$L_p = 2E + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4E}$$

$$L_p = 2 * 540\text{mm} + \frac{\pi(540 + 180)\text{mm}}{2} + \frac{(540 - 180)\text{mm}^2}{4 * 540\text{mm}}$$

$$L_p = 2270,97 \text{ mm}$$

Esta longitud en el catálogo corresponde aproximadamente a una correa de

90 in.

Longitud primitiva nominal						
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-

Figura 82. Tablas de selección de longitud primitiva catálogo Dunlop Fuente:

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

Continuación tabla de selección de longitud primitiva catálogo Dunlop

62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-

Fuente: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

Posteriormente, habrá que determinar el factor de corrección del largo de la correa (F_c) por medio de la siguiente tabla.

Selección de la correa						
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.98	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-

Figura 83. Tabla de selección del Factor de corrección por longitud de la correa catálogo Dunlop
Fuente: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

Fcl=0,91

Área de contacto

$$A = 180 - \frac{57(D - d)}{E}$$

$$A = 180 - \frac{57(540 - 180)}{540} = 142^\circ$$

Al igual que en el caso anterior a prestación de la correa no será la óptima, y por tanto habrá que afectarla por un coeficiente corrector del arco de contacto (FcA).

Por medio de la tabla.

Factor de corrección		
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas ranuradas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84

Figura 84. Tabla de Factor de corrección por área de contacto de la polea catálogo Dunlop. Fuente:

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

Interpolando para 142° FCA= 0,895

Velocidad lineal de la correa

Para el cálculo de la velocidad lineal de la correa se emplea la siguiente expresión:

$$V_t = \frac{\pi d N}{60000} = \frac{\pi * 180mm * 900rpm}{60000}$$

$$V_t = 8,48 \text{ m/s}$$

Prestación base de la correa

La prestación base o potencia base (Pb) que puede transmitir una correa, según su perfil, están tabuladas en las tablas de cualquier fabricante de correas. Como ya se ha indicado, estas prestaciones están indicadas para un ángulo de contacto de 180°.

En dichas tablas, para acceder a la información de la potencia base de la correa, habrá que entrar con las revoluciones por minuto (rpm) y diámetro de la polea menor.

Sección C																							
N.º P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)												Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)										
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)												1,00	1,02	1,05	1,09	1,13	1,19	1,25	1,35	1,52	2,00	
	175	190	203	216	229	241	254	267	279	292	305	317	330	al	y	sobre							
870	4.43	5.26	6.09	6.90	7.70	8.49	9.26	10.00	10.80	11.50	12.30	13.00	13.70	0.00	0.12	0.24	0.36	0.47	0.59	0.71	0.83	0.95	1.07
1160	5.28	6.32	7.34	8.34	9.31	10.30	11.20	12.10	13.00	13.90	14.70	15.50	16.30	0.00	0.16	0.32	0.47	0.63	0.79	0.95	1.11	1.26	1.42
1750	6.23	7.56	8.84	10.10	11.20	12.30	13.30	14.30	15.20	16.00	16.80	17.40	18.00	0.00	0.24	0.48	0.72	0.95	1.19	1.43	1.67	1.91	2.15
100	0.88	0.98	1.10	1.22	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93	2.05	2.16	2.28	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12
200	1.49	1.72	1.95	2.17	2.40	2.62	2.84	3.06	3.28	3.50	3.72	3.93	4.15	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.25
300	2.05	2.37	2.70	3.03	3.35	3.67	3.99	4.31	4.62	4.94	5.25	5.56	5.87	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.25	0.29	0.33	0.37
400	2.55	2.97	3.39	3.81	4.23	4.65	5.06	5.47	5.87	6.28	6.68	7.08	7.47	0.00	0.05	0.11	0.16	0.22	0.27	0.33	0.38	0.44	0.49
500	3.01	3.53	4.04	4.55	5.06	5.56	6.06	6.55	7.05	7.53	8.02	8.50	8.98	0.00	0.07	0.14	0.20	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.61
600	3.43	4.04	4.64	5.24	5.83	6.42	7.00	7.58	8.15	8.72	9.28	9.83	10.40	0.00	0.08	0.16	0.25	0.33	0.41	0.49	0.57	0.65	0.74
700	3.83	4.52	5.21	5.89	6.56	7.23	7.89	8.54	9.19	9.82	10.50	11.10	11.70	0.00	0.10	0.19	0.29	0.38	0.48	0.57	0.67	0.76	0.86
800	4.19	4.97	5.74	6.50	7.25	7.99	8.72	9.44	10.20	10.90	11.50	12.20	12.90	0.00	0.11	0.22	0.33	0.44	0.55	0.65	0.76	0.87	0.98
900	4.53	5.39	6.23	7.06	7.88	8.69	9.49	10.30	11.00	11.80	12.60	23.30	14.00	0.00	0.12	0.25	0.37	0.49	0.61	0.74	0.86	0.98	1.10
1000	4.84	5.77	6.69	7.59	8.47	9.34	10.20	11.00	11.90	12.70	13.50	14.20	15.00	0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.68	0.82	0.95	1.09	1.23
1100	5.12	6.12	7.10	8.07	8.01	9.94	10.90	11.70	12.60	13.50	14.30	15.10	15.90	0.00	0.15	0.30	0.45	0.60	0.75	0.90	1.05	1.20	1.35
1200	5.37	6.44	7.48	8.51	9.51	10.50	11.40	12.40	13.30	14.10	15.00	15.80	16.60	0.00	0.16	0.33	0.49	0.65	0.82	0.98	1.14	1.31	1.47
1300	5.60	6.73	7.83	8.90	9.94	11.00	12.00	12.90	13.80	14.70	15.60	16.40	17.20	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.89	1.06	1.24	1.42	1.59
1400	5.79	6.98	8.13	9.24	10.30	11.40	12.40	13.40	14.30	15.20	16.10	16.90	17.70	0.00	0.19	0.38	0.57	0.76	0.95	1.14	1.34	1.53	1.72
1500	5.96	7.19	8.39	9.54	10.70	11.70	12.80	13.80	14.70	15.60	16.40	17.20	18.00	0.00	0.20	0.41	0.61	0.82	1.02	1.23	1.43	1.64	1.84

Figura 85. Tabla de selección de Prestación base de la correa catálogo Dunlop. Fuente:

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

$$P_b = 4,53 + 0,74 = 5,27$$

Potencia efectiva por correa

La potencia efectiva por correa (P_e) se calcula a partir de la potencia base (P_b) afectada de los coeficientes correctores por longitud de correa (F_{cl}) y por arco de contacto (F_{cA}). De esta forma la expresión que proporciona la potencia efectiva es la siguiente:

$$P_e = P_b * F_{CL} * F_{CA}$$

$$P_e = 5,27 * 0,895 * 0,91 = 4,29$$

Calculamos el número de correas

$$N = \frac{P_c}{P_e} = \frac{52}{4,29} = 12 \text{ correas}$$

Anexo C. Calculo y selección de cojinetes

Figura 11-14

Comparación de la estabilidad del montaje entre montajes directo e indirecto.
(Cortesía de The Timken Company.)

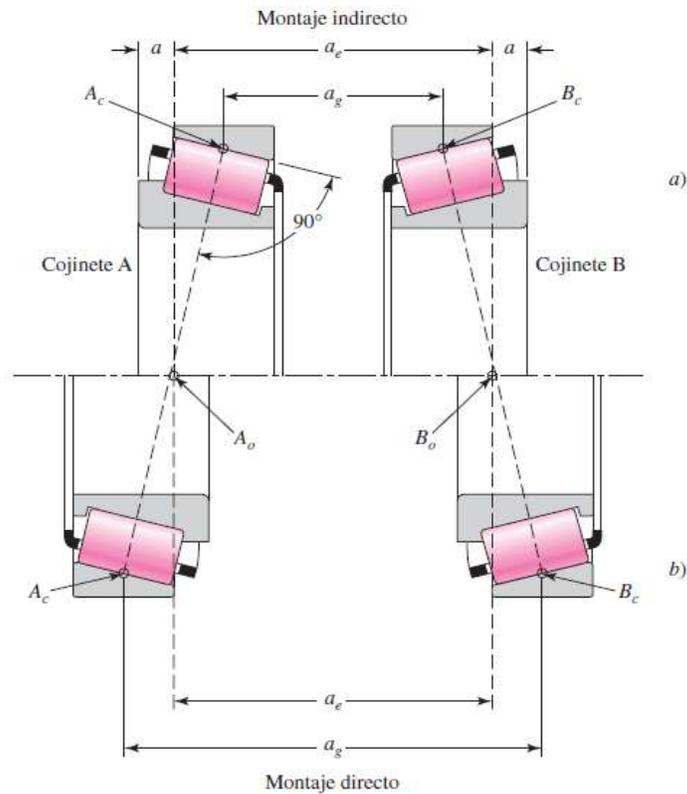


Figura 86. Montajes de cojinetes de rodillos cónicos, Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

El factor de carga del cojinete se obtiene de la siguiente fórmula:

$$C_{10} = a_f P \left[\frac{L_D}{4.48 f_T f_v (1 - R_D)^{2/3} 90 (10^6)} \right]^{3/10}$$

Donde

Af es el factor de aplicación del cojinete

P es la carga radial dinámica equivalente de cada cojinete

Ft es factor de temperatura

F_v es el factor de viscosidad

R_d es la confiabilidad deseada

La confiabilidad del montaje de los cojinetes deber ser la misma; para una confiabilidad del 99% en ambos cojinetes se tiene confiabilidad de

$$R = \sqrt{0,99} = 0,99$$

La vida deseada de los cojinetes depende de la carga trabajo al que se somete la máquina y la velocidad del eje. Según el catálogo de rodamientos de la compañía SKF la vida útil específica para la máquina trituradora debe ser de 30000 horas de funcionamiento.

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves periodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves periodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Figura 87. Tabla de selección de vida útil según uso de maquinaria catálogo SKF. Fuente:

http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

La velocidad con la que gira el eje es de 300 rpm; hallamos el número de revoluciones deseadas.

$$L_D = 30000h * 300rpm * 60 = 540000000 rev$$

Para un diseño de montaje indirecto donde la carga axial será únicamente la inducida por la carga radial que soporta el cojinete se utilizan el siguiente cuadro de fórmulas.

1. Montaje de una fila

Diseño

Montaje indirecto ($m = -1$)

Montaje directo ($m = 1$)

Condición de empuje	Carga de empuje	Carga radial equivalente dinámica
$\frac{0.47F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47F_{rB}}{K_B} - mF_{oe}$	$F_{oA} = \frac{0.47F_{rB}}{K_B} - mF_{oe}$	$P_A = 0.4F_{rA} + K_A F_{oA}$
	$F_{oB} = \frac{0.47F_{rB}}{K_B}$	$P_B = F_{rB}$
$\frac{0.47F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47F_{rB}}{K_B} - mF_{oe}$	$F_{oA} = \frac{0.47F_{rA}}{K_A}$	$P_A = F_{rA}$
	$F_{oB} = \frac{0.47F_{rAB}}{K_A} + mF_{oe}$	$P_B = 0.4F_{rB} + K_B F_{oB}$

Nota: Si $P_A < F_{rA}$, utilice $P_A = F_{rA}$ o si $P_B < F_{rB}$, utilice $P_B = F_{rB}$.

Figura 88. Diagrama montaje de cojinetes de rodillos cónicos, Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

Si $F_{rA}=2086,72N$ y $F_{rB}=13398,76N$; $m=-1$, $F_{ae}=6699,38N$, $K_a=K_b=1,5$

$$\frac{0,47F_{rA}}{1,5} \leq \frac{0,47F_{rB}}{1,5} - mF_{ae}$$

$$\frac{0,47 * 2086,72N}{1,5} \leq \frac{0,47 * 13398,76N}{1,5} - (-1 * 6699,38N)$$

$$653,8389 < 4198,27 + 6699,38$$

$$653,8389 < 10897,65$$

Calculamos la carga de empuje

$$F_{aA} = \frac{0,47 * F_{rB}}{K_b} - mF_{ae}$$

$$F_{aA} = \frac{0,47 * 13398,76N}{1,5} - (-1 * 6699,38)$$

$$F_{aA} = 10897,65N$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 * F_{rB}}{K_b} = \frac{0,47 * 13398,76N}{1,5} = 4198,27N$$

Las cargas radiales dinámicas equivalentes son

$$P_A = 0,4F_{rA} + K_aF_{aA}$$

$$P_A = 0,4 * 2086,72N + 1,5 * 10897,65N$$

$$P_A = 17181,16N$$

$$P_B = F_{rB} = 13398,76N$$

Para el cojinete A

$$C_{10} = (1 * 17181,16N) * \left(\frac{L_D}{4,48f_t f_v (1 - R_D)^2 90(10^6)} \right)^{\frac{3}{10}}$$

Para hallar f_v con una temperatura de 60°C entonces $f_v=1,01$.

Figura 11-17

Factor de viscosidad f_v como una función de la viscosidad del aceite. [Esta gráfica se aplica al aceite derivado del petróleo con un índice de viscosidad de aproximadamente 90.] (Cortesía de The Timken Company.)

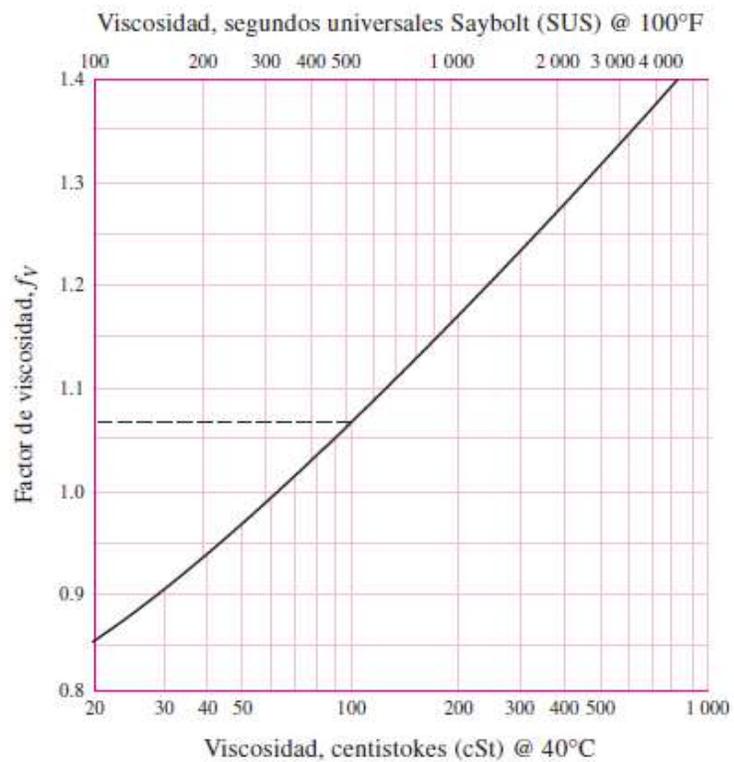


Figura 89. Diagrama de factor de viscosidad para cojinetes de rodillos cónicos, Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

Para hallar f_t con $n=300\text{rpm}$ y una temperatura de trabajo de 60°C entonces $f_t=1$

Figura 11-16

Factor de temperatura f_T como una función de la velocidad y temperatura de operación del cojinete. Para velocidad S menor a $15\,000/d$ utilice la ecuación que se muestra en la tabla cuando d sea el diámetro interior del cojinete en milímetros (menor que $600/d$, si el diámetro interior del cojinete está dado en pulgadas). (Cortesía de The Timken Company.)

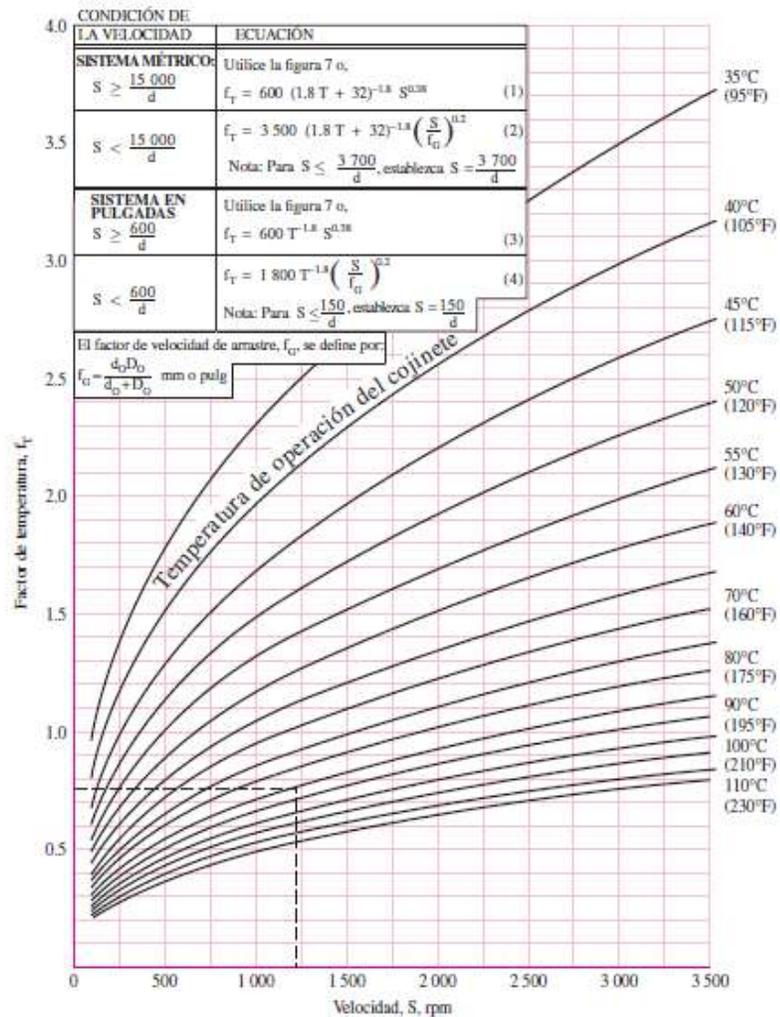


Figura 90. Diagrama de factor de temperatura para cojinetes de rodillos cónicos, Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

$$C_{10} = (1 * 17181,16N) * \left(\frac{54000000 rev}{4,48 * 1 * 1,01(1 - 0,99)^{\frac{2}{3}} 90(10^6)} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C_{10} = 53954,27N$$

Del catálogo SKF escogemos COJINETE DE RODILLOS CONICOS DE UNA HILERA SKF 33205/Q PG 828 con dimensiones: $d=25\text{mm}$, $T=22\text{mm}$, $D=52\text{mm}$ que soporta una carga $C_o=56\text{KN}$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dinámica C	estática C ₀	P _L	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-
15	42	14,25	22,4	20	2,08	13 000	18 000	0,094	30302 J2	2FB
17	40	13,25	19	18,6	1,83	13 000	18 000	0,079	30203 J2	2DB
	47	15,25	28,1	25	2,7	12 000	16 000	0,13	30303 J2	2FB
	47	20,25	34,7	33,5	3,65	11 000	16 000	0,17	32303 J2/Q	2FD
20	42	15	24,2	27	2,65	12 000	16 000	0,098	32004 X/Q	3CC
	47	15,25	27,5	28	3	11 000	15 000	0,12	30204 J2/Q	2DB
	52	16,25	34,1	32,5	3,55	11 000	14 000	0,17	30304 J2/Q	2FB
	52	22,25	44	45,5	5	10 000	14 000	0,23	32304 J2/Q	2FD
22	44	15	25,1	29	2,85	11 000	15 000	0,1	320/22 X	3CC
25	47	15	27	32,5	3,25	11 000	14 000	0,11	32005 X/Q	4CC
	52	16,25	30,8	33,5	3,45	10 000	13 000	0,15	30205 J2/Q	3CC
	52	19,25	35,8	44	4,65	9 500	13 000	0,19	32205 B J2/Q	5CD
	52	22	47,3	56	6	9 000	13 000	0,22	33205/Q	2CE
	62	18,25	44,6	43	4,75	9 000	12 000	0,26	30305 J2/Q	2FB
	62	18,25	38	40	4,4	7 500	11 000	0,27	31305 J2	7FB
	62	25,25	60,5	63	7,1	8 000	12 000	0,36	32305 J2	2FD

Figura 91 .Tabla de selección de cojinetes de rodillos cónicos catálogo SKF. Fuente: http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

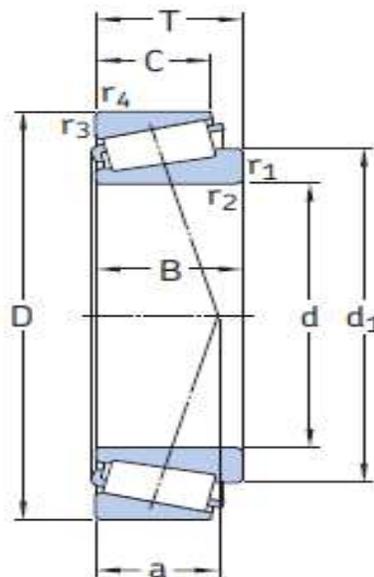


Figura 92. Perfil del cojinete SKF seleccionado. Fuente: http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

Para el cojinete B

$$C_{10} = (1 * 13398,76N) * \left(\frac{540000000 \text{ rev}}{4,48 * 1 * 1,01(1 - 0,99)^{\frac{2}{3}} 90(10^6)} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C_{10} = 42076,16N$$

Para este cojinete escogemos COJINETE DE RODILLOS CONICOS DE UNA HILERA SKF 33205 BJ2/Q PG 828 que soporta una carga $C_0=44\text{KN}$ con dimensiones $d=25\text{mm}$ $T=19,25\text{mm}$ $D=52\text{mm}$

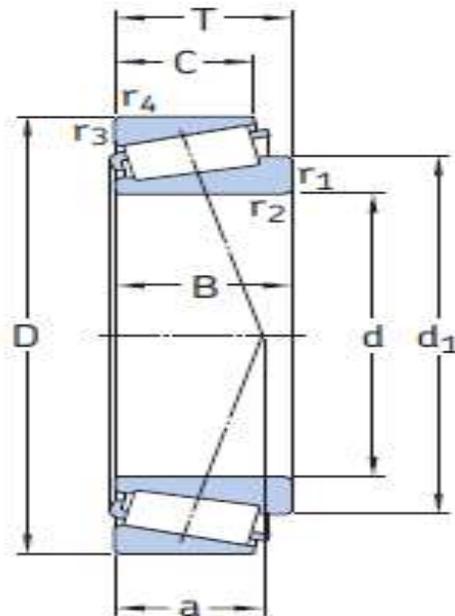


Figura 93. Perfil del cojinete seleccionado. Fuente: http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES--Rolling-bearings.pdf

Para asegurar el cojinete B se usa una brida de rodamiento insertable tipo carcasa con un cojinete de cierre de diámetro 25mm, de referencia CARCASA FL205 NORELEM REF 24215-25205.

Referencia	Rodamiento	Carcasa	D	A1	A2	B	B1	D3	E	L	L1	L2	L3	α	Tornillos de fijación
24215-25205	UC 205	FL 205	25	14,3	16	130	68	16	99	35,8	34	27	13	10°	M4

Figura 94. Longitudes nominales brida de sujeción Norelem

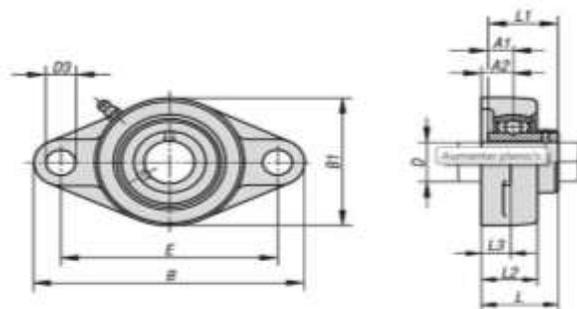


Figura 95. Perfil del cojinete seleccionado. Fuente: <https://www.norelem.com/us/es/Productos/Vista-general-de-producto/Sistemas-y-componentes-para-la-construcci%C3%B3n-de-plantas-y-m%C3%A1quinas/24000-Husillos-roscados-trapezoidales-Husillos-de-rosca-de-bola-Unidades-de-rodamiento/Rodamientos-de-carcasa/24215-Rodamientos-de-carcasa-rodamientos-abridados-UCFL-2-agujeros.html>

Cojinete insertable RODAMIENTO INSERTABLE UC205 SCHAEFFLER

Rodamiento insertable UC205
 anillo exterior esférico, fijación mediante tornillos prisioneros, obturación RSR en ambos lados

d	25 mm
D _{sp}	52 mm
B	34,1 mm
A	5 mm
C	17 mm
C ₂	17,6 mm
C ₃	4,2 mm
d ₁	33,83 mm
S	14,3 mm
W	3 mm
m	0,2 kg Peso
C _r	14900 N Capacidad de carga dinámica, radial
C _{sp}	7800 N Capacidad de carga estática, radial
C _{fr}	395 N Carga límite de fatiga, radial
f _t	13,8 Factor de cálculo

Figura 96. Especificaciones Cojinete insertable. Fuente: http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/UC*UC205-15?lang=es

Anexo D. Cálculo de rodamientos flecha sin volante

Para esta flecha se utilizarán la misma clase de rodamientos bajo los mismos criterios de cálculo

El factor de carga del cojinete se obtiene de la siguiente fórmula:

$$C_{10} = a_f P \left[\frac{L_D}{4.48 f_T f_v (1 - R_D)^{2/3} 90 (10^6)} \right]^{3/10}$$

$$R = \sqrt{0,99} = 0,99$$

$$L_D = 30000h * 300rpm * 60 = 540000000 rev$$

Para un diseño de montaje indirecto donde la carga axial será únicamente la inducida por la carga radial que soporta el cojinete se utilizan el siguiente cuadro de fórmulas. Utilizamos la referencia de la figura 14 de la página 97.

Si $F_{rA}=1375,69N$ y $F_{rB}=13599,13N$; $m=-1$, $F_{ae}=6799,56N$, $K_a=K_b=1,5$

$$\frac{0,47F_{rA}}{1,5} \leq \frac{0,47F_{rB}}{1,5} - mF_{ae}$$

$$\frac{0,47 * 1375,69N}{1,5} \leq \frac{0,47 * 13599,13N}{1,5} - (-1 * 6799,59N)$$

$$431,0495 < 4198,27 + 6699,38$$

$$653,8389 < 11060,65$$

Calculamos la carga de empuje

$$F_{aA} = \frac{0,47 * F_{rB}}{K_b} - mF_{ae}$$

$$F_{aA} = \frac{0,47 * 13599,13N}{1,5} - (-1 * 6799,59)$$

$$F_{aA} = 11060,65N$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 * F_{rB}}{Kb} = \frac{0,47 * 13599,13N}{1,5} = 4261,06N$$

Las cargas radiales dinámicas equivalentes son

$$P_A = 0,4F_{rA} + KaF_{aA}$$

$$P_A = 0,4 * 1375,69N + 1,5 * 11060,65N$$

$$P_A = 17141,25N$$

$$P_B = F_{rB} = 13599,13N$$

Para el cojinete A

$$C_{10} = (1 * 17141,25N) * \left(\frac{L_D}{4,48f_t f_v (1 - R_D)^{\frac{2}{3}} 90(10^6)} \right)^{\frac{3}{10}}$$

Para hallar f_v con una temperatura de 70°C entonces $f_v=1,01$. Utilizamos el gráfico de la figura 15 de la página de la página 99.

Para hallar f_t con $n=300\text{rpm}$ y una temperatura de trabajo de 55°C entonces $f_t=1$ Utilizamos el gráfico de la figura 16 de la página de la página 99.

$$C_{10} = (1 * 17141,25N) * \left(\frac{540000000 \text{ rev}}{4,48 * 1 * 1,01(1 - 0,99)^{\frac{2}{3}} 90(10^6)} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C_{10} = 46860,62N$$

Del catálogo SKF escogemos COJINETE DE RODILLOS CONICOS DE UNA HILERA SKF 33205/Q PG 828 con dimensiones: $d=25\text{mm}$, $T=22\text{mm}$, $D=52\text{mm}$ que soporta una carga $C_o=56\text{KN}$ utilizamos la figura 17 de la página 100.

Para el cojinete B

$$C_{10} = (1 * 13599,13N) * \left(\frac{540000000 \text{ rev}}{4,48 * 1 * 1,01(1 - 0,99)^{\frac{2}{3}}90(10^6)} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C_{10} = 37177,20N$$

Para este cojinete escogemos COJINETE DE RODILLOS CONICOS DE UNA HILERA SKF 33205 BJ2/Q PG 828 que soporta una carga $C_o=44\text{KN}$ con dimensiones $d=25\text{mm}$ $T=19,25\text{mm}$ $D=52\text{mm}$

Anexo E. Diseño de cuñeros

Tabla 7-6

Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar

[Fuente: Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners", capítulo 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004.]

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

Figura 97. Dimensiones típicas de cuñeros Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

Para el acople del engranaje recto con el eje en el principio del circuito mecánico se usarán cuñetes cuadrados. El cálculo de geometría de este cuñero sirve para los dos engranes ya que al ser de las mismas dimensiones y de igual transmisión de carga y de potencia soportarán la misma carga bajo las mismas condiciones.

Para el eje de 25mm=0,9843in se usa el intervalo de la tabla diámetros entre $\frac{7}{8}$ y $1\frac{1}{4}$ de pulgada lo que equivale a un diámetro entre 22,225mm y 31,75mm. Por

eso se elige $W=1/4=6,35\text{mm}=H$.

Si el esfuerzo es la relación de una fuerza con el área en la que se aplica y el área en la que se aplica en el cuñero debe ser capaz de soportar la fuerza que genera dicho esfuerzo.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad A = xy \quad F = \frac{T}{r}$$

$$\tau = \frac{T}{(D/2)(WL)}$$

La longitud necesaria para la cuña

$$L = \frac{4TN}{DWS_y}$$

Donde N es el coeficiente para aplicaciones industriales y $S_y=238\text{kPsi}$ es la resistencia a la fluencia. $N=3$.

$$L = \frac{4TN}{DWS_y}$$

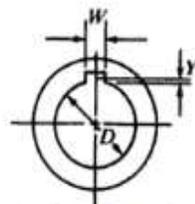
$$T = \frac{63025 * hp}{n} = \frac{63025 * 40hp}{300rpm} = 8403,33\text{lb}f * \text{in}$$

$$F = \frac{T}{r} = \frac{8403,33\text{lb}f * \text{in}}{0,492125\text{in}} = 17075,56\text{lb}f$$

$$L = \frac{4 * (8403,33\text{lb}f * \text{in}) * 3}{0,9843\text{in} * 0,25\text{in} * 238000\text{psi}} = 1,72\text{in} = 43,92\text{mm}$$

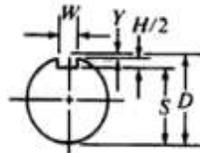
Dimensiones de los cuñeros.

FIGURA 11-2
Dimensiones de los
cuñeros paralelos



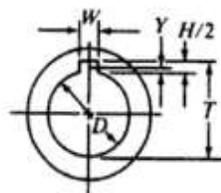
$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

a) Altura de cuerda



$$S = D - Y - \frac{H}{2} = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

b) Profundidad del cuñero en el eje



$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C$$

Símbolos

C = Margen

+ holgura de 0.005 pulgadas para cuñas paralelas

- interferencia de 0.020 pulg para cuñas inclinadas

D = Diámetro nominal del eje o del barreno, pulgadas

H = Altura nominal de la cuña, pulgadas

W = Ancho nominal de la cuña, pulgadas

Y = Altura de la cuerda, pulgadas

Figura 98. Medidas específicas para cuñeros MOTT.

$$Y=0,625\text{mm}$$

$$S=21,2\text{mm}$$

$$T=27,6\text{mm}$$

Para el cuñero del volante de inercia se hace el mismo procedimiento pero se suma el momento que tiene que otorgar el volante y el momento que entrega el motor al centro del eje o sea que $T=678,88 \text{ Nm}=6006,82 \text{ lbf}\cdot\text{in}$

$$L = \frac{4TN}{DWS_y}$$

$$L = \frac{4 * (6006,82 \text{ lbf} * \text{in}) * 3}{0,9843\text{in} * 0,25\text{in} * 238000\text{psi}} = 1,2307\text{in} = 31,26\text{mm}$$

Los parámetros de dimensiones son los mismos que para el cuero anterior.

Anexo F. Uniones soldadas

SOLADURA SEPARADORES DE MATERIAL

El ensamble de la máquina requiere que se suelden los separadores del material plástico a cortar, ellos van unidos a la pared de la caja para facilitar su montaje, la carga individual que debe soportar la soldadura es la que genera el propio peso del separador además de un porcentaje del peso de la carga bruta de material que se va a cortar. La carga de plástico que sostendrá cada separador no será mayor a la del 50% de su peso (1,4 kg) por ello la carga que soportara el separador además de la de su propio peso es de 3,5 kg teóricamente ya que ese pero en realidad generaría 2m³ de material plástico que no cabría dentro de la distancia entre dos separadores de material pero que se modela así para mayor seguridad.

$$w = mg = 3,5kg * \frac{9,81m}{s^2} = 34,33N$$

El elemento mecánico está sometido a flexión, con carga estática. El grosor del separador es de 25mm y posee una altura de 152mm

El material del separador es acero AISI 1045 CD con Sut=630MPa Sy=530MPa, las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete de la cual usamos la segunda opción. Empleando un electrodo E60XX con Sut=427MPa y Sy=345MPa.

Tabla 9-3

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Figura 99. Propiedades soldadura Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

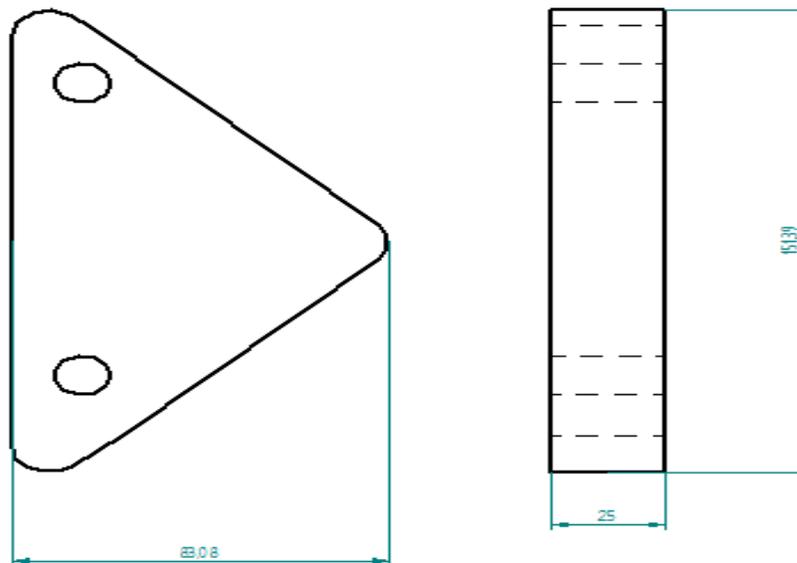


Figura 100. Plano separador de cuchillas lateral. Fuente: Autores

Tabla 9-2

Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete*

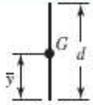
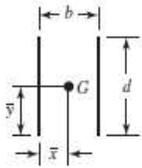
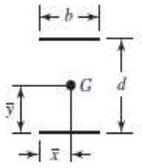
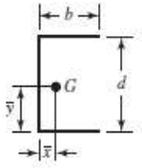
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$

Figura 101. Propiedades soldaduras de Flexión Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

Para facilitar la aplicación de la soldadura y que el electrodo no haga contacto ni interferencia se utilizará un perfil de soldadura en C donde el separador se pueda soldar correctamente a la caja sin que haya interferencia con el otro separador que está a 2,5cm pero por seguridad en el montaje se hará así.

De la tabla 9-2 elegimos la opción 3 pero invertida para evitar la interferencia en el montaje , siendo $d=152\text{mm}$ y $b=25\text{mm}$.

$$\bar{y} = \frac{152\text{mm}}{2} = 76\text{mm} = 0,076\text{m}$$

$$\bar{x} = \frac{25mm}{2} = 12,5mm = 0,0125m$$

$$I_u = \frac{(152mm)^2 * 25mm}{2} = 288800mm^3 = 0,2888 \times 10^{-3}m^3$$

Tabla 9-6

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete								Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h	
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)									
	60*	70*	80	90*	100	110*	120		
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial									
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0		
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal									
$^{\dagger}f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h		
Tamaño del cañote h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal								
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45		
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27		
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09		
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91		
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73		
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14		
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54		
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95		
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36		
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77		
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18		
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59		

Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta 1/4 inclusive	1/8
Mayor que 1/4	Hasta 1/2
Mayor que 1/2	Hasta 3/4
†Mayor que 3/4	Hasta 1 1/2
Mayor que 1 1/2	Hasta 2 1/4
Mayor que 2 1/4	Hasta 6
Mayor que 6	5/8

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.
 *El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no puede ser menor a 3/16 pulg.
 †Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.

*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISCAWS Task Committee.
 $^{\dagger}f = 0.707h\tau_{perm}$

Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), *Stress Allowables Affect Weldment Design*, D412, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo de 1991, p. 3. Reproducido con autorización de Lincoln Electric Company.

Figura 102. Propiedades soldaduras de Filete Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

De la tabla 9-6 elegimos un tamaño de garganta de la soldadura de $1/8' = 3,175mm$

$$I = 0,707hI_u = 0,707 * 3,175mm * 288800mm^3 = 648276,58mm^4 = 0,64 \times 10^{-6}m^4$$

$$A = 1,4142hd = 1,4142 * 3,175mm * 152mm = 682,5mm^2 = 6,82 \times 10^{-4}m^2$$

Asumiendo una carga hipotética producida por un mal manejo de herramienta o un accidente de trabajo en el cual se aumente la carga que tenga que soportar la

soldadura 500N más. Los esfuerzos cortantes primario y secundario son respectivamente. Los esfuerzos cortantes primario y secundario son respectivamente

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{534,33N}{6,82 \times 10^{-4} m^2} = 0,78 MPa$$

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{(Fx) * C}{I} = \frac{(534,33N * 0,084m) * \frac{0,152m}{2}}{0,64 \times 10^{-6} m^4} = 5,32 MPa$$

La magnitud del cortante es

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{(5,32 MPa)^2 + (0,78 MPa)^2} = 5,37 MPa$$

Se halla el factor de diseño en función de la teoría de la energía de la distorsión. Sy es 345Mpa del electrodo E60XX

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0,577 Sy}{\tau}$$

$$n = \frac{0,577 Sy}{\tau} = \frac{0,577 * 345 MPa}{5,37 MPa} = 37,06$$

SOLDADURA LÁMINAS LATERALES DE LA CAJA

Para el aseguramiento de las láminas laterales de la caja de trituración se hace un procedimiento parecido con un peso aproximado de 8kg genera una carga por su propio peso de 80N, la cual sometería a la soldadura a flexión.

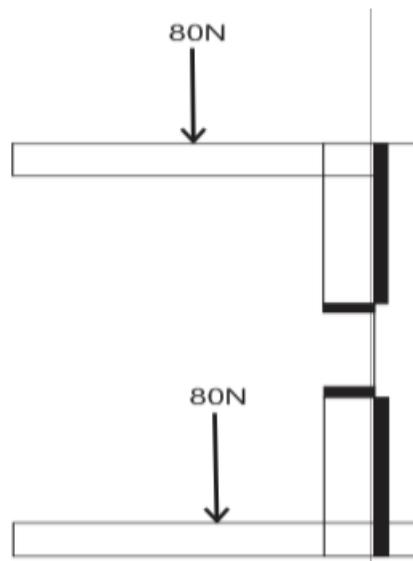


Figura 103. Esquema de fuerzas en láminas laterales de la caja de cuchillas. Fuente: Autores

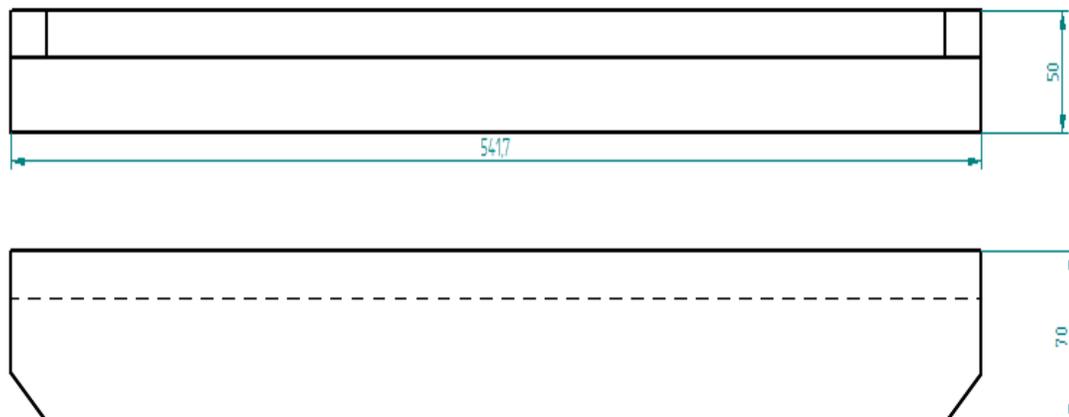


Figura 104. Plano láminas laterales de la caja de cuchillas. Fuente: Autores

El material del separador es acero AISI 1045 CD con $S_{ut}=630\text{MPa}$
 $S_y=530\text{MPa}$, las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete de la cual usamos la segunda opción. Empleando un electrodo E60XX con $S_{ut}=427\text{MPa}$ y $S_y=345\text{MPa}$.

De la tabla 9-2 del libro de Shigley elegimos la opción número 5 de las propiedades

de soldadura flexionante de filete, siendo $d=50\text{mm}$, $b=152\text{mm}$ y seleccionando un tamaño de garganta de soldadura $h=3/8'=9,525\text{mm}$ de la tabla 9-6

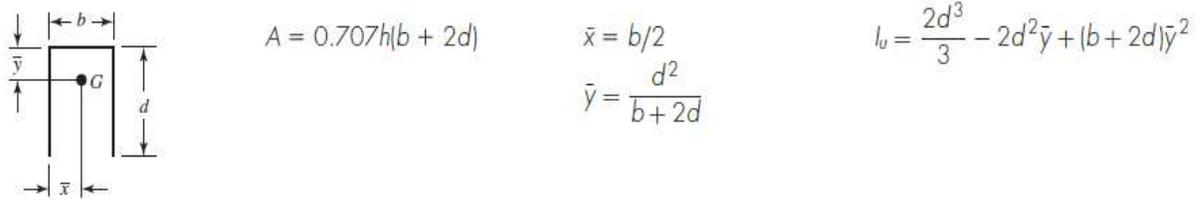


Figura 105. Perfil de soldadura tabla 9-2 Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

$$\bar{y} = \frac{(152\text{mm}^2)}{152\text{mm} + (2 * 50\text{mm})} = 91,68\text{mm} = 0,09168\text{m}$$

$$\bar{x} = \frac{50\text{mm}}{2} = 25\text{mm} = 0,025\text{m}$$

$$I_u = \frac{2(50\text{mm})^3}{3} - [2 * (50\text{mm})^2 * 0,09168\text{m}]$$

$$+ [(50\text{mm} + (2 * 152\text{mm})) * (0,09168\text{m}^2)^2] = 8,28 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

$$= 82877,903\text{mm}^3$$

$$I = 0,707hI_u = 0,707 * 9,525\text{mm} * 82877,903\text{mm}^3 = 558114,30\text{mm}^4$$

$$= 558,114 \times 10^{-9} \text{m}^4$$

$$A = 1,4142hd = 1,4142 * 9,525\text{mm} * 152\text{mm} = 2047,47\text{mm}^2 = 2,047 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

Asumiendo una carga hipotética producida por un mal manejo de herramienta o un accidente de trabajo en el cual se aumente la carga que tenga que soportar la soldadura 500N más. Los esfuerzos cortantes primario y secundario son respectivamente

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{580N}{2,047 \times 10^{-3} m^2} = 283.34 KPa = 0,28334 MPa$$

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{(Fx) * C}{I} = \frac{(580N * 0,07m) * \frac{0,05m}{2}}{558,114 \times 10^{-9} m^4} = 1,81 MPa$$

La magnitud del cortante es

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{(0,28334 MPa)^2 + (1,81 MPa)^2} = 1,83 MPa$$

Se halla el factor de diseño en función de la teoría de la energía de la distorsión. Sy es 345Mpa del electrodo E60XX

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0,577 S_y}{\tau}$$

$$n = \frac{0,577 S_y}{\tau} = \frac{0,577 * 345 MPa}{1,83 MPa} = 109$$

Para el cálculo de la soldadura que va a sostener a la tolva se hará en cordón alrededor de la caja de trituración, la tolva hecha de lámina de acero de 5mm de espesor se construirá con soldadura E60XX de 7/16". El peso de la tolva es de 143kg lo que equivale a 1403N repartidos en el área superior de la caja de trituración, dicha área estará sometida al esfuerzo generado por el peso de la tolva.

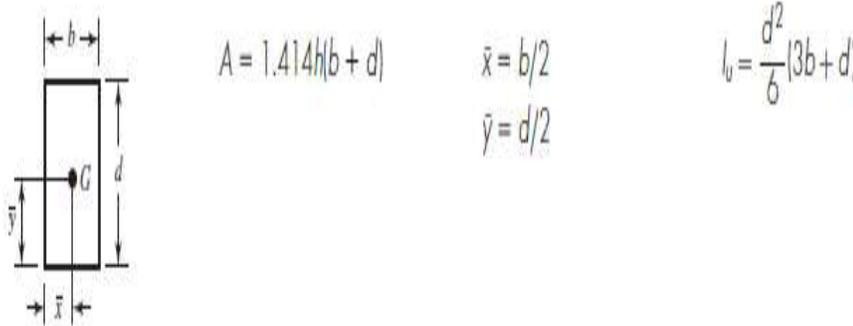


Figura 106. Perfil de soldadura tabla 9-2 Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley,

8va edición.

Se elige la configuración de la figura anterior por el cercado que se debe hacer en soldadura para poder soportar el peso de la tolva equitativamente, donde $d=1010\text{mm}$ y $b=440\text{mm}$.

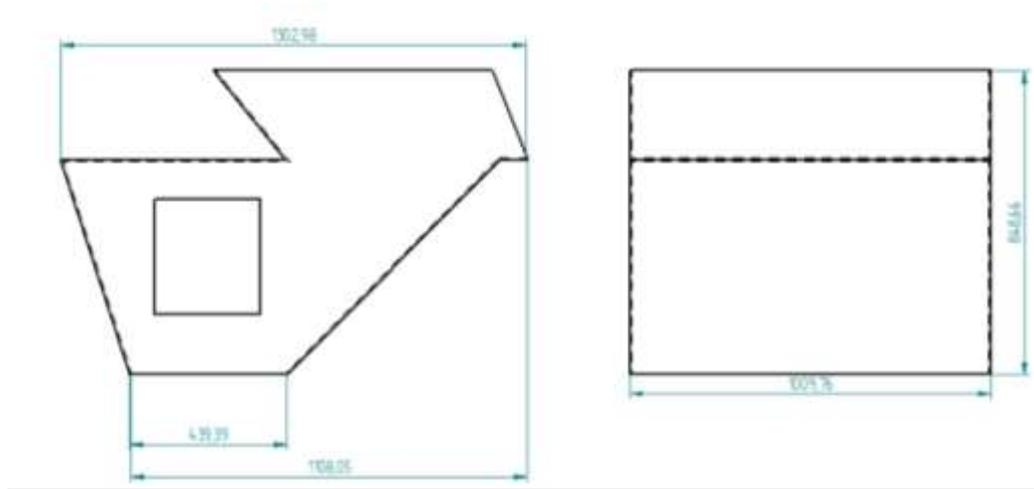


Figura 107. Plano de la tolva. Fuente: Autores

$$\bar{y} = \frac{1010\text{mm}}{2} = 505\text{mm} = 0,505\text{m}$$

$$\bar{x} = \frac{440\text{mm}}{2} = 220\text{mm} = 0,22\text{m}$$

$$I_u = \frac{(1010\text{mm})^2 * [(3 * 440\text{mm}) + 1010\text{mm}]}{6} = 392,21 \times 10^6 \text{mm}^3 = 0,39221\text{m}^3$$

Eligiendo un garganta de soldadura de 7/16"

$$I = 0,707hI_u = 0,707 * 0,011125\text{m} * 0,39221\text{m}^3 = 3,08 \times 10^{-3}\text{m}^4$$

$$A = 1,4142hd = 1,4142 * 11,125\text{mm} * 1010\text{mm} = 15,87 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

Al igual que en elemento mecánico anterior se usarán 500N Los esfuerzos cortantes primario y secundario son respectivamente

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{1903\text{N}}{15,87 \times 10^{-3}\text{m}^2} = 0,12\text{MPa}$$

$$\tau'' = \frac{MC}{I} = \frac{(Fx) * C}{I} = \frac{(1903N * 1,108m) * \frac{0,848m}{2}}{3,08 \times 10^{-3} m^4} = 0,29 MPa$$

La magnitud del cortante es

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{(0,12 MPa)^2 + (0,29 MPa)^2} = 0,31 MPa$$

Se halla el factor de diseño en función de la teoría de la energía de la distorsión. Sy es 345Mpa del electrodo E60XX

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0,577 S_y}{\tau}$$

$$n = \frac{0,577 S_y}{\tau} = \frac{0,577 * 345 MPa}{0,31 MPa} = 642$$

Anexo G. Cálculo de pernos y sujetadores

Para la sujeción del armazón de la maquinaria se utilizarán pernos que soporten la carga propia de la caja de trituración. Para los laterales de la caja se usarán pernos para que posea el agarre necesario que evite la separación de las dos placas a unir. Ya que no se posee una información que nos permita establecer la fuerza de precarga necesaria que evite la separación de dichas placas. Por medio de la teoría del cono de presión de Rotscher.

Figura 8-15

Compresión de un elemento con las propiedades elásticas equivalentes representadas por un tronco de un cono hueco. Aquí, l representa la longitud del agarre.

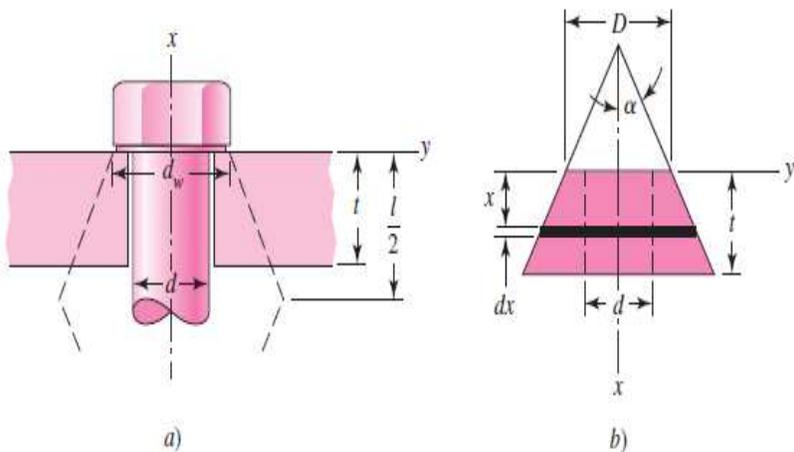


Figura 108. Cono de Rotscher. Shigley Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

Para elementos de acero endurecido, hierro fundido o aluminio se usa $\alpha = 30^\circ$ que corresponde la relación entre el diámetro del perno y la longitud de agarre de 0,4.

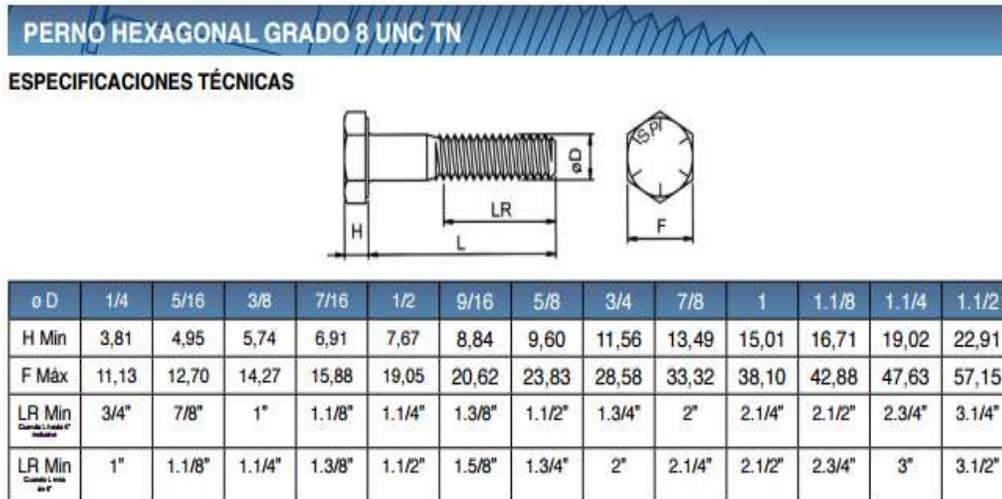


Figura 109. Especificaciones del perno. Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

El agarre que debe asegurar el perno debe ser de 38mm, y la longitud que debe cubrir el triángulo de Rotscher es de 130mm. Se elige un perno de cabeza hexagonal de diámetro 7/8" y una tuerca del mismo diámetro UNC grado 8, además de una arandela de diámetro 7/8" y espesor de 3mm.

Figura 110. Especificaciones de la tuerca. Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>



El esquema del cono de presión de Rotscher representa la distribución de la

cobertura del agarre del perno hacia las superficies que va a sujetar, la longitud de dichas superficies en este caso es de 38mm de las dos placas de acero que unirá el perno, F es el diámetro del perno que se va a usar, en este caso es 33,32mm. La longitud de la base del triángulo debe ser tal que garantice el agarre necesario de las dos placas de acero que se van a unir, dicha distancia es 130mm.

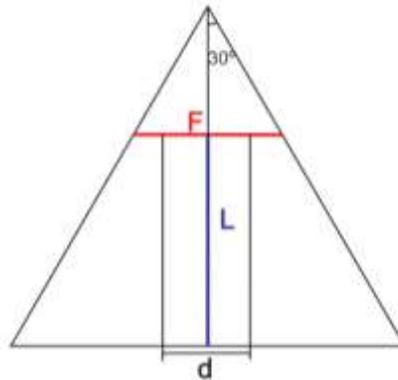


Figura 111. Triángulo de agarre. Fuente: Autores

Usando el perno de 7/8" con $F=33,32\text{mm}$ y un ángulo $\alpha = 30^\circ$ tenemos.

$$\frac{\text{Sen } 30}{16,66\text{mm}} = \frac{\text{Sen } 60}{y} \quad y = 28,85\text{mm}$$

La altura total del triángulo es

$$h = y + l = 28,85\text{mm} + 57,15\text{mm} = 86\text{mm}$$

Hallamos la longitud del nuevo cateto adyacente

$$\frac{\text{Sen } 30}{x} = \frac{\text{Sen } 60}{86\text{mm}} \quad x = 49,65\text{mm}$$

Lo que quiere decir es que la distancia del agarre es 99,3mm, lo que quiere decir que para el ajuste dos pernos unirán perfectamente las dos placas de acero.

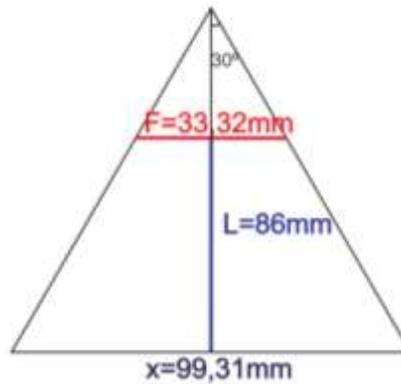


Figura 112. Triángulo de agarre con medidas del perno. Fuente: Autores

Calculamos la rigidez del elemento, para un acero el módulo de elasticidad es de 207GPa, el agarre será la suma de los espesores de las placas más el grosor de la arandela $l=38\text{mm}+3\text{mm}=41\text{mm}$. La rigidez se calcula con la siguiente fórmula.

$$\frac{k_m}{Ed} = \frac{\pi \tan \alpha}{2 \ln \left[\frac{(l \tan \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(l \tan \alpha + d_w + d)(d_w - d)} \right]}$$

Siendo $\alpha = 30^\circ$ Usando el perno de 7/8" UNC grado 8 tenemos $d_w=33,32\text{mm}$ y $d=22,225\text{mm}$.

$$k_m = \left[\frac{\pi * \tan 30 * 207 \times 10^9 \frac{N}{m^2} * 0,02225m}{2 \ln \left[\frac{(0,041m * \tan 30 + 0,03332m - 0,02225m)(0,03332m + 0,02225m)}{(0,041m * \tan 30 + 0,03332m + 0,02225m)(0,03332m - 0,02225m)} \right]} \right]$$

$$k_m = 5,26 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

Haciendo el procedimiento con ajuste de curva exponencial.

$$\frac{k_m}{Ed} = A \exp\left(\frac{Bd}{l}\right)$$

Tabla 8-8
Parámetros de la rigidez de varios materiales¹
¹Fuente: J. Wileman, M. Choudury e I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections", en *Trans. ASME, J. Mech. Design*, vol. 113, diciembre de 1991, pp. 432-437.

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,		A	B
		GPa	Mpsi		
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

Figura 113. Propiedades de material de los pernos Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

Para el acero se tendría

$$k_m = EdA \exp\left(\frac{Bd}{l}\right) = 207 \times 10^9 \frac{N}{m^2} * 0,022225m * 0,78715 * \exp\frac{0,62873 * 0,022225m}{0,041m}$$

$$k_m = 5,09 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

Los resultados obtenidos sirven para unir las cuatro caras de la caja de la máquina.

Tabla 8-2

Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_s , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_s , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{3}{8}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4

Figura 114. Diámetros de roscas Shigley. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición.

Los pernos se ubicarán de forma que se aproveche al máximo el agarre para las dos láminas de acero.. se ubicarán así.

Anexo H. Planos máquina