



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“ESTUDIO DE VIABILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA,
DE UNA PLANTA RECICLADORA DE POLÍMEROS
PARA LA PROVINCIA DE PASTAZA.”**

MARTÍNEZ ALTAMIRANO CRISTIAN VICENTE

QUEVEDO MONAR GUSTAVO FABIÁN

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2013

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2012-11-12

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

CRISTIAN VICENTE MARTÍNEZ ALTAMIRANO

Titulada:

**“ESTUDIO DE VIABILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA, DE UNA PLANTA
RECICLADORA DE POLÍMEROS PARA LA PROVINCIA DE PASTAZA.”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán G.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. José Paredes
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Miguel Aquino
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MARTÍNEZ ALTAMIRANO CRISTIAN VICENTE

TÍTULO DE LA TESIS: “ESTUDIO DE VIABILIDAD TÉCNICA Y
ECONÓMICA, DE UNA PLANTA RECICLADORA DE POLÍMEROS PARA
LA PROVINCIA DE PASTAZA.”

Fecha de Examinación: 2013-12-12

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán G. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. José Paredes (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Miguel Aquino (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán G.
f) Presidente del Tribunal

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2012-11-12

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

GUSTAVO FABIÁN QUEVEDO MONAR

Titulada:

**“ESTUDIO DE VIABILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA, DE UNA PLANTA
RECICLADORA DE POLÍMEROS PARA LA PROVINCIA DE PASTAZA.”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán G.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. José Paredes
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Miguel Aquino
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: QUEVEDO MONAR GUSTAVO FABIÁN

TÍTULO DE LA TESIS: “ESTUDIO DE VIABILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA, DE UNA PLANTA RECICLADORA DE POLÍMEROS PARA LA PROVINCIA DE PASTAZA.”

Fecha de Examinación: 2013-12-12

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán G. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. José Paredes (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Miguel Aquino (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán G.
f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que se presenta, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Martínez Altamirano Cristian Vicente

f) Quevedo Monar Gustavo Fabián

DEDICATORIA

A ti Dios por darme salud, vida y una familia que está siempre a mi lado a pesar de los momentos difíciles que hemos pasado.

Este trabajo lo dedico con amor a mis padres y hermanas porque han sido mi inspiración y mi fuerza para seguir adelante. El amor que he recibido a su lado no se compara con ningún logro que pudiera alcanzar en esta vida, sin embargo les dedico cada momento de triunfo en mi vida, como señal de gratitud por todo lo que me han dado.

Cristian Martínez Altamirano

A todas aquellas personas importantes en mi vida que siempre estuvieron listos para brindarme toda su ayuda, ahora me retribuyo a ellos por todo lo inmenso que me han otorgado, en especial a mis padres por su ejemplo de perseverancia y toda la comprensión brindada.

Con todo mi cariño esta tesis se las dedico a todos ustedes.

Gustavo Quevedo Monar

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo y a todo el personal docente que conforma la Escuela de Ingeniería Mecánica, por compartir los conocimientos básicos para nuestra formación tanto profesional como personal.

Al Gobierno Autónomo Descentralizado Provincial de Pastaza quienes nos brindaron la ayuda necesaria para la consecución de este proyecto de grado.

Un agradecimiento especial y de gratitud al Ing. José Paredes por compartir sus conocimientos profesionales, sugerencias, don de gente e ideas.

Y a cada una de las personas que de una u otra manera supieron aportar con su apoyo, sugerencias y conocimientos para llegar a la culminación de este trabajo.

A todos ustedes muchas gracias.

Cristian Martínez Altamirano
Gustavo Quevedo Monar

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Justificación	1
1.3 Objetivos	2
1.3.1 <i>Objetivo general.</i>	2
1.3.2 <i>Objetivos específicos.</i>	2
2. IDENTIFICACIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LOS DESECHOS PLÁSTICOS.	3
2.1 Generalidades.....	3
2.2 Definición de los desechos plásticos.....	3
2.3 Clasificación de los desechos plásticos.....	4
2.3.1 <i>Termoplásticos.</i>	4
2.3.2 <i>Termoestables.</i>	5
2.3.3 <i>Elastómeros.</i>	6
2.4 Caracterización de los desechos plásticos.....	7
3. ANÁLISIS, DISCUSIÓN Y DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE PLÁSTICO, COMO MATERIA PRIMA	9
3.1 Localización de la planta.	9
3.2 Recepción del plástico.	9
3.2.1 <i>Datos estadísticos.</i>	9
3.2.1.1 <i>Sector turístico.</i>	10
3.2.1.2 <i>Sector agro ganadero.</i>	11
3.2.1.3 <i>Sector urbano.</i>	13
3.2.2 <i>Lugar de recepción del plástico.</i>	14
3.3 Triturado del plástico clasificado.....	15
3.3.1 <i>Molino de cuchillas.</i>	15
3.3.2 <i>Trituradora de martillos.</i>	16
3.3.3 <i>Trituradora de cuchillas.</i>	17
3.3.4 <i>Selección de alternativas.</i>	17
3.4 Aglutinadora plástico clasificado.....	19

3.4.1	<i>Aglutinadora de fundas</i>	19
3.4.2	<i>Molino de discos</i>	19
3.4.3	<i>Aglomeradora de film plástico</i>	20
3.4.4	<i>Selección de alternativas</i>	21
3.5	Lavado del plástico clasificado	21
3.5.1	<i>Máquina de lavado vertical</i>	21
3.5.2	<i>Tina/ tanque/ lavadero</i>	21
3.5.3	<i>Lavadora de aspas</i>	23
3.5.4	<i>Selección de alternativas</i>	23
3.6	Secado del plástico clasificado	24
3.6.1	<i>Centrifugadora horizontal</i>	24
3.6.2	<i>Centrifugadora vertical</i>	24
3.6.3	<i>Compresor</i>	25
3.6.4	<i>Selección de alternativas</i>	26
3.7	Embutición en sacos el plástico ya clasificado	26
3.7.1	<i>Almacenamiento final, ensacado</i>	26
3.7.2	<i>Uso final del plástico ya procesado</i>	27
4.	DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA	28
4.1	Diseño lavadora	28
4.1.1	<i>Generalidades</i>	28
4.1.2	<i>Parámetros requeridos</i>	29
4.1.3	<i>Selección de la malla para el cilindro</i>	29
4.1.4	<i>Cálculo de la potencia requerida</i>	29
4.1.5	<i>Diámetro del impulsor (D)</i>	29
4.1.6	<i>Velocidad angular (ω)</i>	30
4.1.7	<i>Potencia del impulsor</i>	31
4.1.8	<i>Potencia de diseño</i>	33
4.1.9	<i>Selección del motor eléctrico</i>	33
4.1.10	<i>Selección del reductor de velocidad</i>	33
4.1.11	<i>Diseño del eje</i>	34
4.1.12	<i>Diseño de las aspas de la turbina</i>	36
4.1.13	<i>Selección del rodamiento</i>	39

4.1.14	<i>Validación en software</i>	42
4.1.14.1	<i>Verificación de diseño de los ganchos sujetadores del cilindro.</i>	42
4.1.14.2	<i>Verificación de diseño de las manillas del cilindro.</i>	43
4.1.14.3	<i>Verificación de diseño del eje y las aspas.</i>	44
4.1.14.4	<i>Verificación de diseño de la estructura.</i>	45
4.2	<i>Diseño trituradora</i>	46
4.2.1	<i>Generalidades.</i>	46
4.2.2	<i>Potencia.</i>	47
4.2.3	<i>Inercia.</i>	48
4.2.3.1	<i>Porta cuchillas</i>	49
4.2.3.2	<i>Volante de inercia</i>	50
4.2.4	<i>Inercia total del sistema</i>	50
4.2.5	<i>Potencia debido a la fuerza de corte.</i>	51
4.2.5.1	<i>Potencia debido a la fuerza de corte</i>	51
4.2.5.2	<i>Potencia total requerida por el sistema.</i>	51
4.2.6	<i>Selección del motor.</i>	51
4.2.7	<i>Diseño de la transmisión:</i>	52
4.2.7.1	<i>Cálculo de la relación de transmisión</i>	52
4.2.7.2	<i>Cálculo de la potencia de diseño corregido.</i>	53
4.2.7.3	<i>Selección de la correa.</i>	53
4.2.7.4	<i>Cálculo y selección de las poleas.</i>	54
4.2.7.5	<i>Determinar la distancia entre ejes.</i>	54
4.2.7.6	<i>Cálculo de la longitud primitiva de la banda.</i>	55
4.2.7.7	<i>Determinación el arco de contacto menor.</i>	55
4.2.7.8	<i>Potencia transmitida por bandas.</i>	56
4.2.7.9	<i>Velocidad de la banda.</i>	57
4.2.7.10	<i>Cálculo del número de correas necesarias</i>	57
4.2.7.11	<i>Selección de poleas.</i>	58
4.2.7.12	<i>Cálculo de tensiones de la banda</i>	58
4.2.8	<i>Diseño del eje.</i>	60
4.2.8.1	<i>Material del eje.</i>	60
4.2.8.2	<i>Cargas soportadas por el eje.</i>	60
4.2.8.3	<i>Diseño estático del eje.</i>	65

4.2.8.4	<i>Diseño del eje a fatiga.</i>	66
4.2.8.5	<i>Límite de fatiga.</i>	69
4.2.9	<i>Selección del rodamiento</i>	71
4.2.9.1	<i>Cargas en los rodamientos</i>	71
4.2.9.2	<i>Ecuación del factor de esfuerzo dinámico.</i>	72
4.2.10	<i>Diseño de la chaveta.</i>	74
4.2.11	<i>Validación en software</i>	76
4.2.11.1	<i>Verificación del eje.</i>	76
4.2.11.2	<i>Verificación de la estructura.</i>	77
4.2.11.3	<i>Verificación de los discos que contienen las cuchillas.</i>	78
4.3	<i>Diseño secadora</i>	79
4.3.1	<i>Generalidades.</i>	79
4.3.2	<i>Potencia.</i>	81
4.3.3	<i>Selección del motor.</i>	83
4.3.4	<i>Momento.</i>	83
4.3.5	<i>Fuerza centrípeta</i>	84
4.3.6	<i>Selección del seguidor.</i>	84
4.3.7	<i>Diseño de la transmisión:</i>	84
4.3.7.1	<i>Cálculo de la relación de transmisión</i>	84
4.3.7.2	<i>Cálculo de la potencia de diseño corregido.</i>	85
4.3.7.3	<i>Selección de la correa.</i>	86
4.3.7.4	<i>Cálculo y selección de las poleas</i>	86
4.3.7.5	<i>Determinación el arco de contacto menor.</i>	88
4.3.7.6	<i>Potencia transmitida por bandas.</i>	88
4.3.7.7	<i>Velocidad de la banda.</i>	89
4.3.7.8	<i>Cálculo del número de correas necesarias.</i>	90
4.3.7.9	<i>Selección de poleas.</i>	91
4.3.7.10	<i>Cálculo de tensiones de la banda</i>	91
4.3.8	<i>Diseño del eje.</i>	92
4.3.8.1	<i>Material del eje.</i>	93
4.3.8.2	<i>Cargas soportadas por el eje.</i>	93
4.3.8.3	<i>Diseño estático del eje.</i>	97
4.3.8.4	<i>Diseño del eje a fatiga.</i>	99

4.3.8.5	<i>Límite de fatiga.:</i>	102
4.3.8.6	<i>Factores de mayoración de esfuerzos.</i>	102
4.3.9	<i>Selección del rodamiento.</i>	104
4.3.10	<i>Validación en software</i>	107
4.3.10.1	<i>Verificación de diseño de las manillas del cilindro.</i>	107
4.3.10.2	<i>Verificación del eje.</i>	108
4.3.10.3	<i>Verificación de diseño de la estructura.</i>	109
4.4	<i>Diseño de la aglutinadora de fundas y plástico blando</i>	110
4.4.1	<i>Generalidades.</i>	110
4.4.2	<i>Potencia.</i>	111
4.4.2.1	<i>Inercia</i>	112
4.4.3	<i>Selección del motor</i>	114
4.4.4	<i>Diseño del eje.</i>	114
4.4.4.1	<i>Material del eje motriz.</i>	115
4.4.4.2	<i>Cargas soportadas por el eje.</i>	115
4.4.4.3	<i>Diseño estático del eje.</i>	117
4.4.4.4	<i>Diseño del eje a fatiga.</i>	118
4.4.4.5	<i>Límite de fatiga.</i>	121
4.4.4.6	<i>Factores de mayoración de esfuerzos.</i>	122
4.4.5	<i>Diseño del acople</i>	123
4.4.6	<i>Selección del rodamiento</i>	126
4.4.7	<i>Diseño de la chaveta.</i>	129
4.4.8	<i>Validación en software</i>	131
4.4.8.1	<i>Verificación del eje.</i>	131
4.4.8.2	<i>Verificación de la estructura.</i>	132
5.	ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD FINANCIERA	134
5.1	Estudio de costos de instalación y producción	134
5.1.1	<i>Costos directos.</i>	134
5.1.1.1	<i>Costos de materiales</i>	134
5.1.1.2	<i>Costos instalaciones.</i>	140
5.1.1.3	<i>Costos de mano de obra.</i>	140
5.1.1.4	<i>Costos de equipos y herramientas.</i>	140

5.1.1.5	<i>Costos por transporte.</i>	141
5.1.1.6	<i>Costo total directo</i>	141
5.2	Costos indirectos	141
5.3	Costos totales	142
5.4	Determinación del costo de energía	142
5.5	Depreciación	144
5.5.1	<i>Máquinas y herramientas.</i>	145
5.5.2	<i>Edificios e instalaciones.</i>	147
5.5.3	<i>Depreciación total.</i>	149
5.6	Flujo de caja	149
5.6.1	<i>Fase de diseño, implantación y puesta en marcha.</i>	149
5.6.1.1	<i>Licencias y patentes.</i>	149
5.6.2	<i>Fase de funcionamiento</i>	151
5.6.2.1	<i>Sueldos.</i>	151
5.6.2.2	<i>Materias primas.</i>	151
5.7	Indicadores de rentabilidad	152
5.7.1	<i>Valor actual neto (VAN).</i>	153
5.7.2	<i>Tasa interna de retorno. (TIR)</i>	153
5.8	Periodo de recuperación de la inversión (PRI).....	154
5.9	Punto de equilibrio	154
5.9.1	<i>Punto de equilibrio (VALOR)</i>	155
5.9.2	<i>Punto de equilibrio (UNIDADES)</i>	155
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	156
6.1	Conclusiones.....	156
6.2	Recomendaciones.	157

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1. Termoplásticos.....	4
2. Termostables.....	5
3. Elastómeros.....	6
4. Caracterización de los desechos plásticos	8
5. Datos semanales de plástico sector turístico.....	11
6. Datos semanales de plástico sector agro-ganadero.....	13
7. Datos semanales de plástico sector urbano.....	13
8. Totales semanales de plástico	13
9. Designación de los plásticos	15
10. Correspondencia de calificación.....	18
11. Matriz de decisión para la selección de la trituradora	18
12. Matriz de decisión para la selección de la aglutinadora	21
13. Matriz de decisión para la selección de la lavadora.....	23
14. Matriz de decisión para la selección de la secadora	26
15. Valores de comercialización.....	27
16. Factor c_3	57
17. Factores de mayoración de esfuerzos	69
18. Factor c_3	90
19. Factores de mayoración de esfuerzos	102
20. Factores de mayoración de esfuerzos	122
21. Pre-trituradora.....	134
22. Lavadora	135
23. Secadora.....	136
24. Trituradora	137
25. Aglutinadora	138
26. Costos varios.....	139
27. Costos instalaciones.....	140
28. Costos de mano de obra	140
29. Costos de equipos y herramientas.....	140
30. Costo total directo.....	141
31. Costo total indirecto.....	142

32. Costos totales	142
33. Datos iniciales	142
34. Consumo diario	143
35. Consumo diario en dólares	144
36. Consumo mensual en dólares	144
37. Depreciación mensual de la máquina	147
38. Depreciación mensual de la máquina	148
39. Licencias y patentes	149
40. Costos de diseño, implantación y puesta en marcha	150
41. Sueldos	151
42. Valores comercialización (Compra-Mensual)	151
43. Costos de operación	151
44. Flujo de caja (Anual)	152
45. Flujo de caja	152
46. Costos y gastos fijos	154
47. Costos y gastos variables	154

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1. Sistema de clasificación internacional de plásticos	14
2. Molino cuchillas	16
3. Trituradora de martillos	16
4. Trituradora de cuchillas	17
5. Aglutinadora de fundas	19
6. Molino de discos	20
7. Aglomeradora de film plástico	20
8. Máquina de lavado vertical	22
9. Tina/ Tanque / lavadero	22
10. Lavadora de aspas	23
11 . Centrifugadora horizontal	24
12. Centrifugadora vertical	25
13. Compresor.....	25
14. Cosedora de sacos y sacos	26
15. Lavadora de plástico pre picado	28
16. Cilindro malla	29
17. Valores del Número de Potencia	31
18. Fuerzas que actúan en el eje	35
19. Eje	35
20. Aspa	36
21. Aspa plana de la turbina.....	37
22. CD Vs cociente de ancho entre la altura b/h	37
23. Gancho soporte del cilindro	42
24. Gancho soporte del cilindro, coeficiente de seguridad	42
25. Gancho soporte del cilindro análisis deformación.....	43
26. Manilla del cilindro, coeficiente de seguridad.....	43
27. Manilla del cilindro, deformación.	44
28. Eje y aspas, Factor de seguridad.....	44
29 . Eje y aspas, deformación.	45
30. Estructura	45
31. Estructura análisis de deformación	46

32. Pre picadora y Picadora de plástico	46
33 . Tamiz de picado final	47
34. Tamiz de picado final	47
35. Volante de inercia	49
36. Porta Cuchillas	48
37. Inercia Porta cuchillas.....	49
38. Inercia Volante.....	50
39. Transmisión de bandas trapeciales	52
40. Curvas para la elección de la sección de la correa.....	53
41. Poleas	58
42. Eje	60
43. Diagrama de cuerpo libre del eje	60
44. Diagrama de fuerzas en la polea	61
45. Distribución de cargas en el plano $x - y$, del eje.....	62
46. Diagramas de cargas, momentos y cortante del eje motriz, plano $x - y$	63
47. Distribución de cargas en el plano $x - z$, del eje.....	63
48. Diagramas de cargas, momentos y cortante de eje motriz, plano $x- z$	64
49. Variaciones del esfuerzo en el eje.....	66
50. Sensibilidad a las ranuras.....	70
51. Dimensión de la chaveta	74
52. Análisis de la fuerza de corte en la chaveta.	75
53. Eje. Factor de seguridad.....	77
54. Eje. Análisis deformación.....	77
55. Estructura, factor de seguridad.	78
56. Estructura, análisis deformación.....	78
57. Discos porta cuchillas	79
58. Porta cuchillas.....	79
59. Secadora de plástico.....	80
60. Cilindro Malla.....	80
61. Transmisión de bandas trapeciales	85
62. Curvas para la elección de la sección de la correa.....	86
63. Poleas	91
64. Eje	92

65. Eje	93
66. Diagrama de cuerpo libre.....	93
67. Diagrama de fuerzas en la polea	94
68. Distribución de cargas en el plano $x - y$, del eje.....	95
69. Diagramas de cargas, momentos y cortante del eje motriz, plano $x - y$	95
70. Distribución de cargas en el plano $x - z$, del eje.....	96
71. Diagramas de cargas, momentos y cortante de eje motriz, plano $x - z$	96
72. Variación del esfuerzo en el eje motriz.	99
73. Sensibilidad a las ranuras.....	103
74. Manilla del cilindro, coeficiente de seguridad.....	107
75. Manilla del cilindro, deformación.	108
76. Eje. Factor de seguridad.....	108
77. Eje. Análisis deformación.....	109
78. Estructura	109
79. Estructura análisis de deformación	110
80. Aglutinadora de fundas y plástico blando.....	111
81. Cuchillas	112
82. Cilindro	114
83. Eje	114
84. Dimensiones del Eje	115
85. Diagrama de cuerpo libre.....	115
86. Distribución de cargas en el plano $x - y$, del eje motriz.	116
87. Diagramas de cargas, momentos y cortante del eje motriz, plano $x - y$	116
88. Variación del esfuerzo en el eje motriz.	119
89. Sensibilidad a las ranuras.....	122
90. Acople.....	123
91. Diseño del Acople.....	124
92. Acople y pernos de sujeción	126
93. Dimensión de la chaveta	129
94. Análisis de la fuerza de corte en la chaveta.	130
95. Eje. Factor de seguridad.....	131
96. Eje. Análisis deformación.....	132
97. Estructura, factor de seguridad.	132

98. Estructura, análisis deformación.....	133
99. Estructura, análisis deformación.....	133

RESUMEN

Una de las actividades principales de la Provincia de Pastaza es la agro-ganadera y turística, generando una cantidad significativa de desechos plásticos, los mismos que afectan el ambiente. A fin de resolver esta problemática, se propone un estudio que viabilice el reciclaje de estos desechos, a través de un acuerdo entre el Gobierno Autónomo Descentralizado de Pastaza y la Escuela de Ingeniería Mecánica, acuerdo que se ajusta a la demanda social y requerimientos tecnológicos.

Por esta razón se desarrolla una planta de tratamiento y reciclaje de plásticos, que consta de siete estaciones, donde se efectúan procesos de caracterización, pre triturado, lavado, secado, triturado final, aglutinado y empacado, con una producción de 4.000 kg semanales. Los sistemas desarrollados para el efecto cumplen con especificaciones y estándares basados en los principios de máquinas similares, construidas en otros países.

La pretrituradora y trituradora, están basadas en el funcionamiento que por acción de cuatro cuchillas, dos estáticas y dos móviles, producen un efecto de guillotina obteniendo los dos procesos con el cambio del tamiz.

La lavadora está dimensionada en base al pretriturado, depende del aspa que produce la agitación del agua, la misma que contiene un desengrasante biodegradable.

El proceso de secado tiene un sistema similar al de las lavadoras domesticas. Por medio de centrifugado se escurre el agua del plástico. Estas máquinas antes descritas son utilizadas para plásticos duros y PET, mientras que para el plástico suave como las fundas, se emplea un lavado a mano y secado al ambiente. La aglutinadora se diseñó con tanque vertical para moler y aglutinar las fundas de alta y baja densidad, con tapa manual para la salida del material.

Luego de realizar el correspondiente análisis económico de inversión, se determina que el proyecto es viable, a pesar de que se lo realizó con fines ambientales.

ABSTRACT

Some of the main activities in Pastaza Province are the agricultural livestock production and tourism. These activities generate a great quantity of plastic waste which really affects the environment. In order to solve this problem, a recycling project has been proposed through an agreement between the Decentralized Autonomous Government of Pastaza and the Mechanics Engineering School. This agreement adjusts to the social demand and its technological requirements.

For this reason, a plastic treatment and recycling plant has been developed. It consists of seven stations in which the following processes are performed: characterizing, pre-shredding, washing, drying, final shredding, agglutinating, and packing. This yields to a production of 4.000 kg per week. The systems developed for these processes have some specifications and standards based on similar machines built in other countries.

The pre-shredder and the shredder work with four blades, two static and two moving ones. They produce a guillotine effect in which two processes result as the mesh is changed.

The washer is sized according to the pre-shredding pieces. It depends on the blade which produces the water sloshing. The water contains biodegradable degreasing agents.

The drying process has a system similar to those in domestic washing machines. By means of spinning the plastic pieces the washer is drained. The machines described here are used for hard plastic and PET (Poli Etilen Tereftalato); soft plastic, such as the one used for plastic bags, is hand washed and air dried. The agglutinating machine was designed with a vertical tank to shred and agglutinate high and low density bags with a manual top for the material output.

After finishing the corresponding economical investment analysis, it was determined that the project is feasible even when its purpose was environment friendly.

LISTA DE ABREVIACIONES

AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano de hierro y acero)
ASME	American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)
ASTM	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para la evaluación y materiales)
AWS	American Welding Society (Sociedad Americana de Soldadura)
INEN	Instituto Nacional Ecuatoriano de Normalización

LISTA DE ANEXOS

- A** Propiedades del detergente BH - 3R
- B** Tamaño y especificaciones de la malla de la lavadora
- C** Valores de la constante de proporcionalidad gc.
- D** Características del motor Siemens
- E** Reductor de velocidad Siemens
- F** Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304
- G** Rodamiento NTN rígido de bolas
- H** Vida nominal básica de los rodamientos
- I** Vida nominal básica de los rodamientos
- J** Selección chumaceras NTN
- K** Tamaños y dimensiones de las mallas perforadas redondas
- L** Lista de perforaciones en hierro negro
- M** Características del motor Siemens
- N** Factor C_1
- O** Diámetros primitivos de las poleas
- P** Longitudes primitivas de las correas
- Q** Determinación de potencia de transmisión una correa
- R** Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 1020
- S** Rodamiento NTN rígido de bolas
- T** Tabla de selección de chumaceras NTN
- U** Selección de la chaveta
- V** Selección de los prisioneros para el cilindro de la secadora.
- W** Característica de las poleas
- X** Propiedades del acero de cuchillas Bohler K100
- Y** Características del motor eléctrico SIEMENS
- Z** Rodamiento NTN rígido de bolas

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En los últimos 50 años en nuestro país, y el mundo, se ha identificado un aumento alarmante en el uso de productos plásticos, por las bondades que éste material ofrece comparado con otros usados en décadas pasadas, como el vidrio, papel, cartón, etc. y por la tendencia actual de su uso único. Sin embargo, el uso creciente del plástico ha creado también una dificultad en el procesamiento de los desechos sólidos, al no ser biodegradables, su eliminación es una problemática ambiental.

La provincia de Pastaza con una población de 62.000 habitantes, se caracteriza por ser una provincia agrícola y ganadera, por lo cual se generan desechos de plástico, los que contribuyen a la contaminación ambiental provocando un gran daño, por lo que se requiere un manejo adecuado de estos residuos. Ante esta problemática existen algunas alternativas para contribuir con el ambiente, una de estas es la creación de una planta recicladora de polímeros. Conociendo que el Gobierno Provincial de Pastaza cuenta con el “Programa de Manejo Ambiental de los Residuos Contaminantes”, se plantea la propuesta de un estudio de viabilidad técnica y económica de un Sistema de procesamiento y reciclaje de Polímeros.

1.2. Justificación

Los seres humanos al ser consumistas y en muchas veces facilistas hemos hecho de la eliminación de desechos algo muy simple y cotidiano, sin darnos cuenta del gran daño que causamos al ambiente, tomando en cuenta que los residuos plásticos, tardan hasta 1.000 años en degradarse, por lo que hace necesario que se empleen métodos de reciclaje con el fin de reducir la contaminación.

Hoy en día el consumir es la naturaleza del ser humano, por lo que este debe ser responsable de los aspectos que contribuyen a su subsistencia y desarrollo, estimulados por sus necesidades, tener una predisposición al desarrollo sustentable. Por tal motivo es indispensable que se responsabilice en su cadena de PRODUCCIÓN – CONSUMO, agregando a ésta el RECICLAJE y reducir así los desperdicios.

Los envases plásticos utilizados, frecuentemente se convierten en un problema al momento de desecharlos, ya que como productos desechables la mayoría de ellos son materiales de difícil degradación, por lo que se acumulan en los suelos afectándonos de manera directa e indirecta, por lo que ésta propuesta se encuentra encaminada en aportar con la disminución de la contaminación, a través del reciclaje de polímeros en forma de hojuelas, convirtiéndose de esta forma en una materia prima para la elaboración de otros productos.

1.3. Objetivos

1.3.1. *Objetivo general.* Estudiar la Viabilidad Técnica y Económica de una Planta Recicladora de Polímeros para la provincia de Pastaza.

1.3.2. *Objetivos específicos.* Es necesario cumplir con los siguientes:

Identificar los desechos de plástico existentes en los lugares más representativos de la provincia de Pastaza.

Caracterizar los desechos, de acuerdo a criterios más significativos.

Definir el sistema de recuperación de plástico, como materia prima.

Diseñar los componentes del sistema de recuperación

Estudiar la viabilidad económica del sistema

CAPÍTULO II

2. IDENTIFICACIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LOS DESECHOS PLÁSTICOS

2.1 Generalidades

El plástico es un material sólido sintético o semi-sintético, disponible en una amplia variedad de presentaciones, que en la actualidad constituye un producto que ha desplazado materiales convencionales tales como madera, hierro, entre otros. Es utilizado en una amplia gama de aplicaciones de las industrias automotriz, implementos electrónicos, de protección, alimenticia (embalaje de alimentos) e implementos para el diario vivir y/o vida diaria moderna.

2.2 Definición de los desechos plásticos.

El plástico se puede definir, de manera general, a todas las sustancias sin punto fijo de ebullición, que en un intervalo de temperaturas, son flexibles y elásticas y, por lo tanto, moldeables y adaptables a diversas formas y aplicaciones.

En la antigüedad, los objetos plásticos no gozaban de buena reputación, debido a que no se desintegraban o descomponían con facilidad provocando así un gran daño al medio ambiente, con el tiempo comenzaron a ser indispensables en la vida cotidiana y en la actualidad, el plástico es uno de los materiales más utilizados hoy en día.

Una vez que estos han cumplido su función principal pueden cumplir funciones secundarias, los desechos plásticos no se degradan fácilmente, estos tardan 100 años aproximadamente en descomponerse por lo que conducen a problemas de contaminación atmosférica y del suelo, con respecto a otros materiales como metal o papel, los plásticos tienen su única ventaja en su fácil producción, su calidad, su apariencia, su elegancia, peso ligero e incluso alta resistencia a los efectos atmosféricos como consecuencia la corrosión en el caso de los metales y desintegración en caso de la madera, dada la importancia de este material se han desarrollado nuevas metodologías de obtención, que se ha llegado al punto de tener plásticos biodegradables. En el mercado de todo el mundo existen cincuenta diferentes formas de plástico. El polietileno, plástico empleado para envases de refresco es uno de los tipos de plástico.

2.3 Clasificación de los desechos plásticos

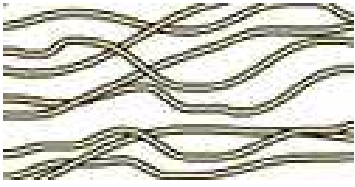
Los plásticos son materiales sintéticos, productos de la industria química, que convierte materias primas en formas nuevas y radicalmente diferentes. Esto elimina materiales naturales tales como el asfalto y la laca, pero no excluye las ceras sintéticas.

- Los plásticos son polímeros de elevado peso molecular; esto es, son moléculas gigantes formadas por numerosas unidades repetidas combinadas en agregados muy grandes.

Es por todo esto que los plásticos se clasifican en tres grupos, según la disposición de las macromoléculas que los constituyen. Son los **termoplásticos**, los **termoestables** y los **elastómeros**.

2.3.1 Termoplásticos. Son polímeros (lineales, ramificados o no), que de manera reiterativa se pueden reblandecer (plastificar) por la acción del calor y endurecer al enfriarse. Pueden llegar a fundirse sin que tenga lugar su descomposición química siempre que no se alcance una determinada temperatura, denominada de descomposición.

Tabla 1. Termoplásticos

	TIPOS MAS COMUNES	USOS
TERMOPLÁSTICOS 	POLIETILENOS	Bolsas, recipientes, contenedores...
	POLIÉSTERES SATURADOS	Botellas para bebidas, envases alimenticios...
	POLIESTIRENOS	Protectores en embalajes, planchas aislantes...
	POLIVINILOS	Tuberías de agua y gas, aislantes eléctricos, impermeables, antiguos discos de música...
	POLIPROPILENOS	Cajas, estuches con tapa abatible, jeringuillas...

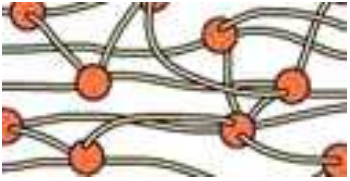
Fuente: Internet. <http://www.librosvivos.net/smtc/pagporformulario.asp?idIdioma=ES&TemaClave=1079&pagina=3&est=1>

Para que un polímero tenga aplicación como termoplástico debe tener una temperatura de transición vítrea T_g (si se trata de un material amorfo), o una temperatura de fusión T_m (si se trata de un material cristalino), superior a la temperatura ambiente.

Por lo general los materiales termoplásticos presentan un buen conjunto de propiedades mecánicas, son fáciles de procesar, reciclables y bastante económicos. La principal desventaja deriva del hecho de que son materiales que se funden, de modo que no tienen aplicaciones a elevadas temperaturas puesto que comienzan a reblandecer por encima de la Tg, con la consiguiente pérdida de propiedades mecánicas.

2.3.2 Termoestables. También llamados durómetros o duro plastos. Son aquellas materias poliméricas que por la acción del calor o mediante endurecedores apropiados, endurecen de forma irreversible y al fundirse se descomponen químicamente.

Tabla 2. Termoestables

 <p>TERMOESTABLES</p>	TIPOS MAS COMUNES	USOS
	FENOLES	Aislantes eléctricos, interruptores, bases de enchufe...
	AMINAS	Clavijas, interruptores, recubrimientos de tableros...
	RESINAS DE POLIÉSTER	Embarcaciones, piscinas, fibras y tejidos...
	RESINAS EPOXI	Material deportivo, alas de aviones, adhesivos...

Fuente: Internet. <http://www.librosvivos.net/smtc/pagporformulario.asp?idIdioma=ES&TemaClave=1079&pagina=3&est=1>

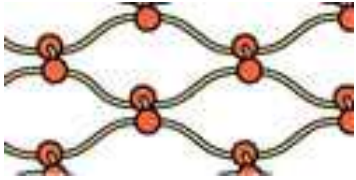
A partir de materias primas de bajo peso molecular se forman, en una primera fase, un producto intermedio (pre polímero), de peso molecular intermedio, no reticulado o muy poco y por tanto todavía capaz de fundir (y por tanto de rellenar un molde). La reticulación espacial que da lugar a la formación de la macromolécula termoestable tiene lugar por reacción química (curado) durante el moldeo de la pieza, es decir, durante el proceso de transformación.

Puesto que no funden y no reblandecen son materiales que presentan muy buenas propiedades a elevadas temperaturas. Junto con su alta resistencia térmica presentan alta resistencia química, rigidez, dureza superficial, buena estabilidad dimensional, etc. Los acabados son pobres comparados con los de la mayoría de los termoplásticos; por

lo general las resinas termoplásticos son bastantes opacas y en muchos casos presentan cierta coloración amarillenta. Sin embargo el empleo de estos materiales ha ido disminuyendo en los últimos años, pues requieren métodos de transformación lentos debido a que la reacción de polimerización tiene lugar durante la transformación.

2.3.3 Elastómeros. Son sustancias constituidas por macromoléculas lineales unidas entre sí transversalmente, por puentes de enlace (reticulación suelta).

Tabla 3. Elastómeros

 <p>ELASTÓMEROS</p>	TIPOS MAS COMUNES	USOS
	CAUCHOS	Neumáticos, mangueras, artículos de goma...
	NEOPRENOS	Trajes de submarinismo, rodilleras, correas...
	POLIURETANOS	Gomaespuma, piel artificial, guardabarros...
	SILICONAS	Prótesis, sondas y tubos de uso médico, cierres herméticos...

Fuente: Internet. <http://www.librosvivos.net/smtc/pagporformulario.asp?idIdioma=ES&TemaClave=1079&pagina=3&est=1>

En los elastómeros o cauchos las cadenas de polímero se encuentran enrolladas y retorcidas de forma arbitraria, al azar, lo que les confiere gran flexibilidad para permitir que el material sea capaz de soportar deformaciones muy grandes. El proceso de curado por el que estos polímeros son entrecruzados se suele conocer como vulcanización.

Son materiales muy tenaces, resistentes a aceites y grasas, al ozono, y presentan buena flexibilidad a bajas temperaturas; de hecho, todos los elastómeros tienen temperaturas de transición vítrea inferiores a la temperatura ambiente. Presentan, sin embargo, algunas de las desventajas de los termoestables: requieren un procesado lento, lo que consume grandes cantidades de tiempo y energía.

Esto ha llevado a que en los últimos años se haya desarrollado un grupo de elastómeros conocidos como elastómeros termoplásticos (TR). Estos elastómeros termoplásticos pueden estar reticulados de forma química o física.

- **Químicamente:** la reticulación se deshace a temperaturas altas, convirtiéndose en termoplásticos amorfos o semicristalinos que, cuando la temperatura sigue aumentando, adquieren consistencia termoplástica. Tiene, por tanto el comportamiento de uso de los elastómeros y el comportamiento de fusión de los termoplásticos.
- **Físicamente:** consiste por lo general en una mezcla de una matriz termoplástica, generalmente PP, mezclada con un caucho, por lo general EPDM. En este caso la matriz termoplástica permite que el material se funda y sea moldeado, mientras que las partículas de caucho contribuyen dando tenacidad y elasticidad al material.

En general la capacidad de deformación de los elastómeros termoplásticos es menor que la de los demás elastómeros (elastómeros permanentes). (OCW Open Course Ware de la Universidad de Salamanca)

2.4 Caracterización de los desechos plásticos

Los plásticos son materiales sintéticos caracterizados por su elevado peso molecular, poco peso específico y muy moldeables, están hechos de sustancias químicas y aceites a través de un proceso llamado polimerización.

La polimerización es la reacción química, en la que varias moléculas se combinan para formar otra en la que se repiten unidades estructurales de las primitivas.

Los derivados del petróleo, tanto su proceso de producción como su acumulación pueden generar graves problemas ambientales; y dado que las existencias mundiales de petróleo tienen un límite se están investigando otras fuentes de materias primas.(OLIMPIADAS NACIONALES DE CONTENIDOS EDUCATIVOS EN INTERNET)

Tabla 4. Caracterización de los desechos plásticos

MATERIAL	CARACTERÍSTICAS	USOS PRINCIPALES
<p>Polietileno Teleftarato</p> <p>(1-PET)</p>	<p>Plástico de alta calidad. Se emplea en embotellado y envasado.</p>	<p>Botellas de refrescos.</p>
<p>Polietileno de Alta Densidad.</p> <p>(2-PE-BD)</p>	<p>Gran resistencia y durabilidad en forma laminar. Ideal para productos de vida larga.</p>	<p>Botellas de leche, botellas de detergentes; productos en forma de láminas, como bolsas.</p>
<p>Polivinilo de Cloruro</p> <p>(3-PVC)</p>	<p>Gran capacidad de combinación con diversos productos químicos.</p>	<p>Recipientes domésticos de comida, tuberías, etc.</p>
<p>Polietileno de baja densidad.</p> <p>(4-PE-LD)</p>	<p>Plástico de calidad media para productos de vida corta.</p>	<p>Envases de películas finas y envoltorios, otros materiales en forma de láminas.</p>
<p>Polipropileno</p> <p>(5-PP)</p>	<p>Plástico duro y resistente pero de calidad media</p>	<p>Cajas para botellas, valijas, cajas y etiquetas.</p>
<p>Poliestireno</p> <p>(6-PS)</p>	<p>Plástico liviano. Ideal como aislante, térmico y acústico.</p>	<p>Vasos y platos desechables; artículos moldeados.</p>
<p>Recinasmiltilaminados</p> <p>(7-otros)</p>	<p>Generalmente, plásticos de alta calidad y muy duraderos. Uso reducido.</p>	<p>Producto para decoración del hogar. Determinados usos industriales.</p>

Fuente:Internet. <http://www.oni.escuelas.edu.ar/olimpi2000/santa-fe-norte/reciclando-plasticos/clasificacion.htm>

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS, DISCUSIÓN Y DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE PLÁSTICO, COMO MATERIA PRIMA

3.1 Localización de la planta.

Con el fin de abaratar costos de producción y minorar el impacto ambiental en la ciudad del Puyo, se decidió implementar la planta en las afueras de la ciudad, cercana o a su vez colindante con el relleno sanitario para que así se pueda minorar los costos por transporte de la materia prima debido que a este relleno llega la mayor cantidad de desechos plásticos y aquí se hace su clasificación, con esto se ayudaría también en la parte social a los recicladores que allí trabajan y son quienes hacen la primera clasificación del plástico para la planta.

Se ha hecho una visita al posible lugar de instalación de la planta y se ha podido verificar que cuenta con todos los servicios básicos como son luz, agua potable, teléfono e internet. También se constató que existe la accesibilidad necesaria, ya que cuenta con caminos de primero y segundo orden hasta el lugar definido, el mismo que está ubicado en el km 3 de la vía 10 de agosto perteneciente a la parroquia Puyo cantón y provincia de Pastaza.

El terreno en mención es de propiedad del Gobierno Autónomo Descentralizado Municipal de cantón Pastaza el mismo que será entregado en comodato al Gobierno Autónomo Descentralizado Provincial de Pastaza.

3.2 Recepción del plástico.

3.2.1 Datos estadísticos. Al inicio del análisis del sistema de recuperación se realizó un muestreo para conocer la cantidad de plástico que se desecha en la provincia de Pastaza, para lo que se dividió en tres sectores: turístico, agro ganadero y urbano.

En el desarrollo de este muestreo se contó con la ayuda del Gobierno Autónomo Descentralizado Provincial de Pastaza, de su departamento ambiental, que fueron quienes enviaron oficios a todos estos sectores para así contar con la ayuda de los mismos en la realización de este proceso. El desarrollo de los datos se realizó en base al

(MÉTODO DE ESTRATOS) para obtener las muestras exactas que se deberán tomar de la población impuesta, los cuales arrojaron los siguientes resultados. (SciELO scientific electronic library online).

3.2.1.1 Sector turístico. En este sector nos enfocamos en los hoteles, hosterías, diques y restaurantes. De la información obtenida del GADM PASTAZA se obtuvo una población de 107 locales de los cuales se desarrollaran cuantos van a ser considerados en la muestra para nuestra necesidad.

$$n_o = \left(\frac{Z}{E}\right)^2 * p * q \quad (1)$$

Dónde:

n_o = número de la muestra (TEÓRICO)

$Z = 1,96$ para 95 % de confiabilidad

$E = 0,05$ error de cálculo 1 – 10 %

q = probabilidad de población que no presente características

$$q = 0,1 \quad 3 \leq N \leq 19$$

$$q = 0,01 \quad 20 \leq N \leq 29$$

$$q = 0,02 \quad 30 \leq N \leq 79$$

$$q = 0,05 \quad 80 \leq N \leq 150$$

$$q = 0,05 \quad N > 160$$

p = probabilidad de homogeneidad

$$p = 1 - q \quad (2)$$

$$p = 1 - 0,05$$

$$p = 0,95$$

Reemplazando tenemos:

$$n_o = \left(\frac{1,96}{0,05}\right)^2 * 0,95 * 0,05$$

$$n_o = 72,99$$

Se calcula la muestra que se obtendrá de la población total a ser considerada para el estudio.

$$n = \frac{n_o}{1 + \frac{n_o}{N}} \quad (3)$$

Dónde:

n = número de la muestra (REAL)

N = números de elementos de la población = 107

$$n = \frac{72,99}{1 + \frac{72,99}{107}}$$

$$n = 43$$

Para el estudio estadístico de la población total se tomará una muestra de 43 locales.

Luego del estudio de las 43 muestras se obtuvo un total de plástico detallado en la tabla 5.

Tabla 5. Datos semanales de plástico sector turístico

TOTAL SEMANAL	
TIPO DE PLÁSTICO	CANTIDAD [kg]
SUAVE	75,25
DURO	90,30
PET	77,40

Fuente: Autores

3.2.1.2 Sector agro ganadero. Debido a que en la provincia existe una gran cantidad de agroindustrias y ganaderías se tomó los datos de estos sectores.

$$n_o = \left(\frac{Z}{E}\right)^2 * p * q$$

Dónde:

n_0 = número de la muestra (TEÓRICO)

$$Z = 1,96$$

$$E = 0,05$$

$$q = 0,05$$

p = probabilidad de homogeneidad

$$p = 1 - q$$

$$p = 1 - 0,05$$

$$p = 0,95$$

Reemplazando tenemos:

$$n_0 = \left(\frac{1,96}{0,05}\right)^2 * 0,95 * 0,05$$

$$n_0 = 72,99$$

Se calcula la muestra que se obtendrá de la población total a ser considerada para el estudio.

$$n = \frac{n_0}{1 + \frac{n_0}{N}}$$

Dónde:

n = número de la muestra (REAL)

$$N = 426$$

$$n = \frac{72,99}{1 + \frac{72,99}{426}}$$

$$n = 62$$

Para el estudio estadístico se tomara de la población total se tomara una muestra de 62 locales. Luego del estudio de las 62 muestras se obtuvo un total de plástico detallado en la tabla 6.

Tabla 6. Datos semanales de plástico sector agro-ganadero

TOTAL SEMANAL	
TIPO DE PLÁSTICO	CANTIDAD [kg]
SUAVE	71,30
DURO	102,15
PET	81,84

Fuente: Autores

3.2.1.3 Sector urbano. Nos planteamos que la mejor manera de tener un dato preciso de los desechos producidos en la ciudad sería en el relleno sanitario por lo que los datos se obtuvieron de este lugar. Los datos obtenidos fueron los siguientes:

Tabla 7. Datos semanales de plástico sector urbano

TOTAL SEMANAL	
TIPO DE PLÁSTICO	CANTIDAD [kg]
SUAVE	166,00
DURO	415,29
PET	225,66

Fuente: Autores

Se concluyó que en el sector en donde más desechos se obtienen es el urbano, por lo mismo, el relleno sanitario es donde mayor materia prima se va a tener para la planta de procesamiento del plástico.

Después de la obtención de todos los datos se realizó la suma de los totales semanales correspondientes a los plásticos SUAVE, DURO Y PET y para un desarrollo del diseño lo mayo ramos en un 15 % para así tener una amplitud y un margen de seguridad debido al crecimiento de la población, se lo detalla a continuación en la Tabla 8.

Tabla 8. Totales semanales de plástico

TOTAL SEMANAL			
TIPO DE PLÁSTICO	CANTIDAD [kg]	FACTOR DE MAYORACIÓN	TOTAL [kg]
SUAVE	313,00	15 %	360,00
DURO	608,00		700,00
PET	385,00 + 2210,00		3 000,00

Fuente: Autores

Hay que considerar que debido a que en la ciudad existen clubes de reciclaje los valores del PET se mayoraron al valor de los tres sectores mencionados con un peso de 2.210 kg que es lo que semanalmente recogen en la ciudad y sus alrededores.

Para el diseño de las máquinas vamos a trabajar con los siguientes datos semanales; PLÁSTICO SUAVE 360 kg, PLÁSTICO DURO 700 kg y PET 3.000 kg

3.2.2 Lugar de recepción del plástico. Los polímeros al no degradarse con el contacto del medio ambiente en un corto tiempo, podemos almacenarlos por un lapso no mayor a una semana, hasta que se realice su procesamiento, sin tener ningún daño en el mismo.

Al llegar el plástico a la planta, ya con su designación que está marcada por la comercialización del mercado ecuatoriano que es SUAVE, DURO Y PET, se lo recibirá en la parte exterior de la planta donde ya están designados los espacios para su temporal almacenamiento.

3.2.3 Caracterización del plástico. La caracterización de los plásticos internacionalmente viene dada por la numeración del uno al siete designando así al material del que están compuestos cada tipo.

En el mercado nacional solo se conocen o se trabajan con tres tipos de plásticos los cuales son SUAVE, DURO Y PET; los que están constituidos por las designaciones de la tabla 9.

Figura 1. Sistema de clasificación internacional de plásticos



Fuente: Internet.tuclaseenlawiki.webnode.com

En general para el procesamiento de los plásticos se necesita que los mismos estén sin etiquetas y ningún material extraño a los polímeros, para así poder sacar un producto de una calidad óptima. En lo que se refiere a las botellas de refrescos las tapas serán consideradas como plástico duro para ser procesado.

Tabla 9. Designación de los plásticos

TIPO	DESIGNACIÓN	
SUAVE	Poliétileno de baja densidad.	
DURO	Poliétileno de Alta Densidad Polipropileno	 
PET	Poliétileno Teleftarato	

Fuente. Autores

3.3 Triturado del plástico clasificado

Tanto los molinos como las trituradoras guardan una relación en su funcionamiento, la diferencia radica en el tamaño de los materiales a procesar y por lo tanto la cantidad de fuerza que se necesita ejercer, aspectos que influyen en el tamaño y robustez de la máquina.

Estas máquinas se utilizan generalmente para ruptura de materiales duros y de grandes dimensiones; tienen como principio de funcionamiento la compresión lenta, cizallamiento, impacto y atrición.

3.3.1 Molino de cuchillas. Este tipo de molino es similar al molino de martillos, en este caso al eje se le puede colocar varios tipos de cuchillas; en su parte inferior se encuentra un tamiz el cual es el encargado de controlar el tamaño de las partículas tal como se lo puede observar en la figura 2. El tamaño también depende de la distancia de las cuchillas del rotor hacia las cuchillas estáticas del bastidor y de la velocidad de rotación (200 – 800) rpm. Estos molinos aplican presión por medio de cuchillas en un área lineal

del material haciendo que disminuyan las secciones transversales de las partículas por medio de deformación plástica.

La eficiencia dependerá del correcto mantenimiento que se proporcione a las cuchillas, se recomienda que el material no sobrepase el tamaño de las cuchillas y que la carga nunca supere la mitad de su capacidad.

Figura 2. Molino cuchillas

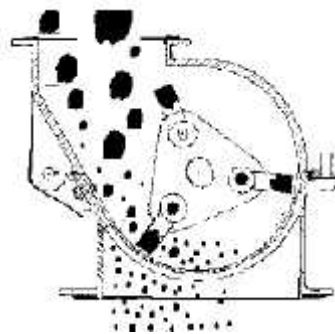


Fuente. Autores

3.3.2 Trituradora de martillos. Su funcionamiento es similar al molino de martillos excepto en una variante en el diseño, por lo general los martillos no pivotan en el eje porta martillos lo que le proporciona una mayor fuerza al impacto en la periferia de la cámara de trituración.

En la figura 3 se muestra la máquina la cual puede ser utilizada tanto para seco y húmedo como trituración de materiales duros y frágiles que se tiene en la industria química, metalúrgica, construcción de carreteras, gas, energía térmica etc.

Figura 3. Trituradora de martillos

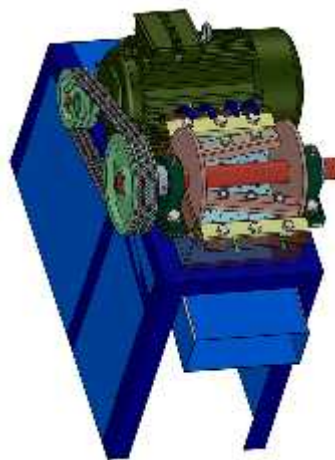


Fuente: Internet. <http://trituradoras-de-roca.com/Trituradora-Fija/Trituradora-de-martillos.html>

3.3.3 Trituradora de cuchillas. Su funcionamiento es similar al molino de cuchillas, en este caso las cuchillas son horizontales y se colocan dos en un rotor el cual actúa con otras dos cuchillas que se encuentran distribuidas en un porta cuchillas en la carcasa de la máquina.

Esta trituradora presenta una gran fuerza en su corte debido a su rotor y a la disposición inclinada de sus cuchillas, por lo que hace que se mantenga un corte continuo y debido a su tamiz se puede dar un material muy fino o el requerido.

Figura 4. Trituradora de cuchillas



Fuente: Autores

3.3.4 Selección de alternativas. Las alternativas presentadas sirve para seleccionar el tipo de sistema más idónea para cumplir con la tarea triturar el plástico, la diferencia entre una alternativa y otra radica en las características y diseño de cada una de las distintas trituradoras pero teniendo el mismo principio para el triturado del plástico.

Para el presente proyecto se considera los siguientes parámetros:

- **Seguridad:** En este caso la seguridad hace referencia a que la máquina debe presentar sus debidas protecciones y guardas respectivas para que el operador no sufra daño alguno.
- **Rendimiento:** Los resultados obtenidos deben lograrse con el menor esfuerzo del operador en función de los medios utilizados.

- **Confiabilidad:** Funcionamiento fiable de la máquina para cualquier lugar donde se necesite triturar el plástico.
- **Mantenibilidad:** Los componentes de la máquina deben brindar facilidad de montaje y desmontaje con herramientas existentes en el medio.
- **Costo:** Todos los componentes de esta máquina deben estar diseñados para una vida útil aceptable de unos 7 años, que garantice un fácil mantenimiento, no deberá ocasionar otro gasto que el costo de la energía eléctrica.
- **Tamaño:** Esta máquina debe estar diseñada de acuerdo con la estatura promedio de las personas que la van a utilizar.

Para seleccionar el sistema más aplicable al medio y dar solución al problema planteado, se emplea también el método de análisis de ventajas y desventajas de cada una de las alternativas expuestas a través de una comparación conceptual que evalúa cada una de las opciones de manera independiente, dónde se tiene el siguiente criterio.

Tabla 10. Correspondencia de calificación

A	10	ÓPTIMO
B	5	MEDIO
C	1	BAJO

Fuente: Autores

Tabla 11. Matriz de decisión para la selección de la trituradora

PARÁMETRO	ALTERNATIVA N°1	ALTERNATIVA N°2	ALTERNATIVA N°3
SEGURIDAD	A	B	A
RENDIMIENTO	C	B	A
CONFIABILIDAD	B	C	B
COSTO	C	A	A
MANTENIBILIDAD	C	B	A
TAMAÑO	A	A	A
TOTAL	28	36	55

Fuente: Autores

ALTERNATIVA N°1 = **Molino de cuchillas**

ALTERNATIVA N°2 = **Trituradora de martillos**

ALTERNATIVA N°3 = **Trituradora de cuchillas**

Una vez realizado el análisis general de las opciones, se procede a la selección de la mejor alternativa, obteniendo la máxima calificación con un total de 55 puntos, el sistema seleccionado como la más idónea y viable, es la alternativa N° 3. Se debe tomar en cuenta que dentro de nuestro medio se elige un sistema que se pueda construir en mejor de los casos sin necesidad de importar los materiales y elementos que componen dicho equipo.

3.4 Aglutinadora plástico clasificado

Son máquinas utilizadas para reducir el volumen promedio de las partículas por medios mecánicos hasta el tamaño deseado. Los métodos de reducción más empleados en las máquinas de molienda son compresión, impacto, frotamiento de cizalla y cortado.

3.4.1 *Aglutinadora de fundas.* Molino con tanque vertical para moler y aglutinar el plástico (fundas), de alta y baja densidad en pequeñas aglomeraciones, con tapa manual para la salida del material.

Tiene una cuchilla móvil de doble punta y dos cuchillas estáticas las cuales cumplen la función de aglutinar las fundas y dejarlas como pequeñas partículas que se conforman por el calor debido a la fricción que se provoca dentro del tanque.

Figura 5. Aglutinadora de fundas



Fuente: Internet. <http://www.cervplast-sur.com/empresa/aglomeradora/>

3.4.2 *Molino de discos.* Este tipo de molino posee uno o dos discos que contienen una hilera de dientes concéntricos que trabajan a altas velocidades como el mostrado en la

figura 6. Para el caso de un solo disco, las hileras de dientes del plato se encuentran organizadas de manera que encajan perfectamente con las de la pared de la cámara de molienda; en cambio para el caso de doble disco las hileras de un disco encajan entre las del otro, permitiendo triturar todo lo que atravesase entre ellos. En el molino de doble disco uno de ellos puede ser estático o ambos girar pero en sentidos contrarios (600 – 1500) rpm.

Figura 6. Molino de discos



Fuente: NOGUÉS F, GARCÍA D., (2010) “Energía de la biomasa”, Ed. Pressas Universitarias de Zaragoza, 1ra. edición, España págs.: 257-266

3.4.3 Aglomeradora de film plástico. Ideal para convertir la bolsa en pequeños cúmulos de material concentrado a fin de poder facilitar la alimentación en la extrusora.

El proceso de densificado opera por cargas, es decir debe ser continuamente alimentada a fin de poder crear la temperatura a base de resistencias eléctricas para ocasionar que el material logre concentrarse en pequeñas partículas de material aglutinado, para lo cual es necesario la acción del agua para poder lograr un densificado homogéneo.

Figura 7. Aglomeradora de film plástico



Fuente: Internet. http://maquinariareciclajeyplastico.com/product.php?id_product=194

3.4.4 Selección de alternativas.

Tabla 12. Matriz de decisión para la selección de la aglutinadora

PARÁMETRO	ALTERNATIVA N°1	ALTERNATIVA N°2	ALTERNATIVA N°3
SEGURIDAD	A	C	A
RENDIMIENTO	A	B	A
CONFIABILIDAD	A	C	B
COSTO	A	B	C
MANTENIBILIDAD	B	A	B
TAMAÑO	A	A	A
TOTAL	55	32	41

Fuente: Autores

ALTERNATIVA N°1 = **Aglutinadora de fundas**

ALTERNATIVA N°2 = **Molino de discos**

ALTERNATIVA N°3 = **Aglomeradora de film plástico**

Una vez realizado el análisis general de las opciones, se procede a la selección de la mejor alternativa, obteniendo la máxima calificación con un total de 55 puntos, el sistema seleccionado como la más idónea y viable, es la alternativa N° 1.

3.5 Lavado del plástico clasificado

3.5.1 Máquina de lavado vertical. La Máquina de lavado o lavadora está diseñada para limpiar material plástico rígido molido. Funciona por ciclos dividido por cargas, lavado, enjuague, secado y descarga. El material se introduce, una vez que la cantidad de material predeterminado se cargó se añade el agua necesaria para el ciclo de lavado.

Terminado este primer ciclo se pone bajo alta presión de aire y empieza la fase de secado, después de lo cual el material es evacuado por la descarga.

Una característica importante es la continua fuga/escape del agua conjuntamente con los contaminantes diluidos en la misma, que se separan del material plástico procesado, a través de los agujeros en toda la superficie de la base, con el fin de obtener un continuo recambio del agua para mejores resultados de limpieza.

La posibilidad, en términos de capacidad, de variar la duración del ciclo de lavado, nos permite obtener la máxima limpieza optimizando el tiempo de lavado.

Figura 8. Máquina de lavado vertical



Fuente:Internet.http://www.costarelli.com/index.php?option=com_oziogallery2&view=02flashgallery&Itemid=67&lang=es

3.5.2 Tina/ Tanque / lavadero. Esta máquina tiene la función de separar los materiales por la diferencia del peso específico de los mismos. Los de un peso específico más ligeros flotan y son transportadas por rodillos hacia la descarga y el hundimiento continuo de los materiales más pesados permite una separación estricta entre el material que va al fondo y el material que flota .El material flotante que sale con el agua se transporta por un sinfín drenado de extracción al proceso continuo. El material que se deposita en el fondo de la tina, es evacuado por la acción de un rascador tipo cadena que lo retira.

Figura 9. Tina/ Tanque / lavadero



Fuente:Internet.http://www.costarelli.com/index.php?option=com_oziogallery2&view=02flashgallery&Itemid=108&lang=es

3.5.3 Lavadora de aspas. Lavadora con capacidad de lavar todo material plástico reciclado como PET, plástico, Polietileno y todo material de cuerpo blando-semiduro.

Estructura de alto revestimiento y dureza basándose en planchas de fierro (para las zonas que no tengan contacto con el agua, es decir, la estructura que sostendrá el tanque de lavado y el esqueleto de la escalera). Las aspas actúan por un motor y estas generan un vórtice que hace que el plástico dentro se mueva en varias direcciones permitiendo que estos se laven con gran facilidad.

Figura 10. Lavadora de aspas



Fuente: Internet. <http://www.cervplast-sur.com/empresa/>

3.5.4 Selección de alternativas

Tabla 13. Matriz de decisión para la selección de la lavadora

PARÁMETRO	ALTERNATIVA N°1	ALTERNATIVA N°2	ALTERNATIVA N°3
SEGURIDAD	A	C	A
RENDIMIENTO	A	B	B
CONFIABILIDAD	A	C	B
COSTO	C	C	A
MANTENIBILIDAD	B	C	A
TAMAÑO	B	B	A
TOTAL	41	14	50

Fuente. Autores

ALTERNATIVA N°1 = **Máquina de lavado vertical**

ALTERNATIVA N°2 = **Tina / tanque / lavadero**

ALTERNATIVA N°3 = **Lavadora de aspas**

Una vez realizado el análisis general de las opciones, se procede a la selección de la mejor alternativa, obteniendo la máxima calificación con un total de 50 puntos, el sistema seleccionado como la más idónea y viable, es la alternativa N° 3.

3.6 Secado del plástico clasificado

3.6.1 Centrifugadora horizontal. La centrifugadora horizontal es una máquina diseñada para un alto rendimiento en términos de calidad de la limpieza y el secado de plástico rígido o películas provenientes de anteriores procesos de lavado. El secado se produce por la acción de la fuerza centrífuga desarrollada por un rotor de palas en el interior de una canasta perforada.

El rotor, golpea contra las paredes de la canasta y garantiza la eliminación de agua y las últimas impurezas, al mismo tiempo que permite el avance horizontal del material hacia la descarga, cuya característica técnica principal es su forma octogonal, que permite una mayor agitación de los materiales en proceso de limpieza, combinando la alta superficie de trabajo y la acción de la fuerza centrífuga, garantiza un rendimiento superior y el contenido de energía, garantizando resultados aún no igualada por la competencia.

Figura 11. Centrifugadora horizontal



Fuente: http://www.costarelli.com/index.php?option=com_oziogallery2&view=02flashgallery&Itemid=109&lang=es

3.6.2 Centrifugadora vertical. El material procesado se seca como una película o copos del plástico triturado en pequeño o grande tamaño del mismo. La operación es

fácil, de alta capacidad, bajo consumo de energía, alta seguridad, mucha fiabilidad. Con todo lo expuesto se puede definir que es un proceso sencillo y de gran viabilidad, también se puede concluir que es un gran separador del agua excedente que traen los plásticos.

Figura 12. Centrifugadora vertical



Fuente: Internet. <http://spanish.alibaba.com/product-gs/plastic-centrifugal-dryer-3000kg-h-1162953388.html>

3.6.3 Compres. Es una máquina cuya función es presionar el material para eliminar el agua acumulada durante el lavado. La máquina consiste en un marco de acero soldado cubierto de chapa de acero inoxidable. Se puede decir que la máquina está constituida por varias aéreas de trabajo: una primera parte que constituye la entrada del material en proceso, una parte central donde el material es exprimido y por lo tanto donde tiene lugar la eliminación de agua a través de los orificios del cilindro y una parte final donde operan los pistones hidráulicos que regulan la salida de los materiales.

Figura 13. Compres



Fuente: Autores

3.6.4 Selección de alternativas

Tabla 14. Matriz de decisión para la selección de la secadora

PARÁMETRO	ALTERNATIVA N°1	ALTERNATIVA N°2	ALTERNATIVA N°3
SEGURIDAD	A	A	A
RENDIMIENTO	B	A	A
CONFIABILIDAD	B	B	A
COSTO	A	A	C
MANTENIBILIDAD	A	A	C
TAMAÑO	B	A	B
TOTAL	45	55	37

Fuente: Autores

ALTERNATIVA N°1 = **Centrifugadora horizontal**

ALTERNATIVA N°2 = **Centrifugadora vertical**

ALTERNATIVA N°3 = **Complex**

Una vez realizado el análisis general de las opciones, se procede a la selección de la mejor alternativa, obteniendo la máxima calificación con un total de 55 puntos, el sistema seleccionado como la más idónea y viable, es la alternativa N° 2

3.7 Embutición en sacos el plástico ya clasificado

3.7.1 Almacenamiento final, ensacado. Una vez que se culmine el proceso de recuperación del plástico, se procederá a envasarlo en sacos de nylon de una forma manual desde las máquinas trituradoras para su posterior sellado.

Se decidió envasar el producto ya terminado en sacos de nylon debido a que son partículas muy pequeñas y con esto no podrán escapar de éstos.

Figura 14. Cosedora de sacos y sacos



Fuente: Autores

3.7.2 *Uso final del plástico ya procesado.* Con todo el proceso ya concluido y teniendo el producto final empacado, se procederá a venderlo a empresas dedicadas a la elaboración de productos con materiales reciclados, una de estas empresas destinadas al procesamiento de plástico reciclado es PIKA que es muy reconocida a nivel nacional y que tiene muy buenos productos y de alta calidad.

Los valores de comercialización en el mercado nacional del plástico SUAVE, DURO Y PET son los siguientes:

Tabla 15. Valores de comercialización

VALORES DE COMERCIALIZACION (VENTA)			
TIPO	CANT.	COSTO	COSTO NETO
	[kg] MENSUAL	[USD/kg]	[USD]
SUAVE	1.440,00	0,40	576,00
DURO	2.800,00	0,25	700,00
PET	12.000,00	1,50	18.000,00
TOTAL MENSUAL			19.276,00

Fuente: Autores

Anualmente se tendrá un total de comercialización en ventas de 231.312,00 [USD] (doscientos treinta y un mil trescientos doce dólares americanos).

CAPÍTULO IV

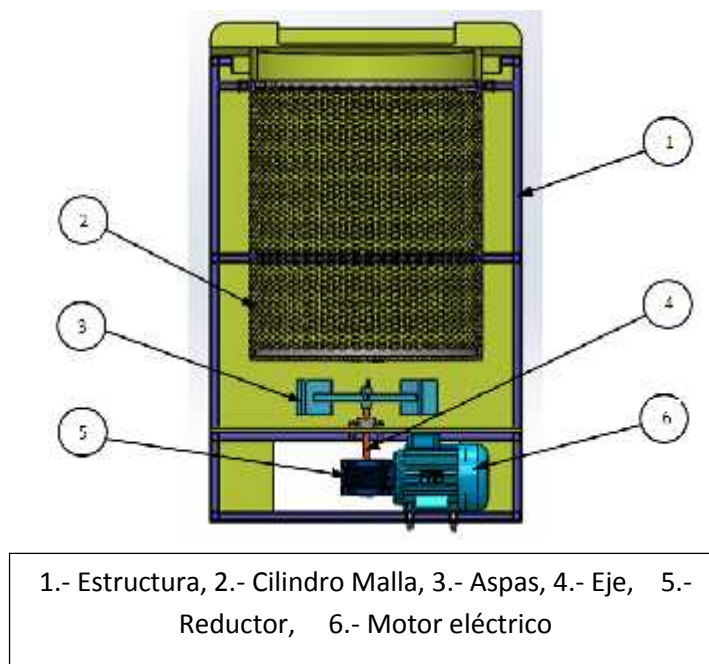
4. DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

4.1 Diseño lavadora

4.1.1 Generalidades. Cada uno de los elementos que conforman la lavadora, varían de acuerdo al material a lavar y las consideraciones que el fabricante plantee. Es importante mencionar estos aspectos ya que esta puede ser diseñada de forma diferente, por lo tanto es necesario comprender el funcionamiento de todos los elementos que lo componen.

Las máquinas lavadoras tipo paletas, están compuestas de manera general por los siguientes elementos:

Figura 15. Lavadora de plástico pre picado



Fuente: Autores

Para el diseño de la lavadora se parte de la capacidad de lavado por hora del plástico pre picado, dentro de este punto los datos obtenidos en el capítulo anterior serán de gran importancia.

4.1.2 Parámetros requeridos. La capacidad de lavado está en función de la cantidad del plástico pre picado. Este valor es de 30 [kg] por hora.

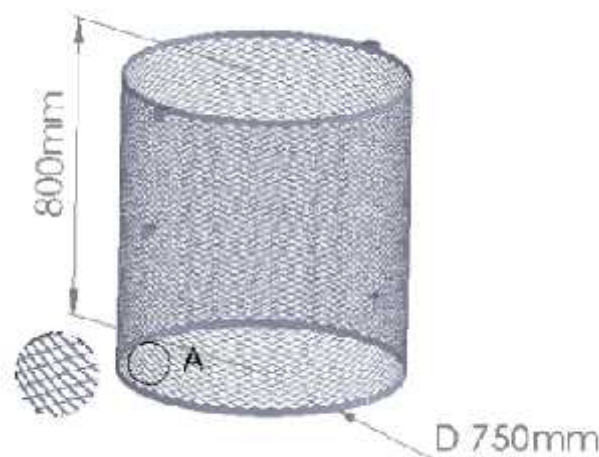
- Dimensionamiento está en función de un proceso antes realizado que es el pre picado
- Limpieza requerida del producto. La finalidad es obtener una limpieza total del plástico pre picado para lo cual se utilizara un desengrasante biodegradable BH – 3R que posee las características necesarias para una limpieza completa. ANEXO A

4.1.3 Selección de la malla para el cilindro. Se seleccionará una malla de acero inoxidable con agujeros rectangulares de las siguientes medidas de 15 x 40 [mm] con un espesor de 3 [mm].

Las características de la malla se muestran en el ANEXO B.

Las dimensiones de la malla están determinadas en función del diámetro del aspa y el tamaño de la lavadora y se mostraran en los planos respectivos.

Figura 16. Cilindro malla



Fuente: Autores

4.1.4 Cálculo de la potencia requerida. La potencia necesaria para realizar la lavada del plástico se calcula en base a los siguientes parámetros:

4.1.5 Diámetro del impulsor (D). El diámetro D del impulsor de turbina de disco de aspas planas se encuentra normalmente entre 0,3 y 0,6 del diámetro del tanque.

Para el caso de la lavadora de plásticos, se tiene un tanque irregular por lo que se trabaja con un diámetro promedio para determinar el diámetro del impulsor. (PERRY R., 1999, págs. 18-11)

$$(0.3 \wedge 0.6)D_T \quad (4)$$

Dónde:

$$D_T = \text{Diámetro del tanque [m]}$$

$$D = \text{Diámetro del impulsor [m]}$$

$$D_T = 1296,9 \text{ [mm]}$$

$$D = 0.4D_T$$

$$D_T = 1,3m$$

$$D = 0.4(1.3)$$

$$D = 0.52 \text{ m}$$

4.1.6 Velocidad angular (). Los impulsores de turbina trabajan a velocidades elevadas o medias, considerándose elevadas de 300 a 1000 RPM y medias de 100 a 300 r.p.m. (VIAN A. OCÓN J., 1976, págs. 721-722)

El motor eléctrico de 1800 r.p.m., se acerca más a estas condiciones de velocidad, sin embargo, aún se necesita un reductor de velocidad, para obtener velocidades de salida del reductor de 100 a 300 r.p.m. y con una velocidad de entrada de 1800 r.p.m., normalmente se encuentra reductores de velocidad con relaciones de transmisión de 10:1 y 15:1.

Se escoge trabajar con la relación de transmisión 10:1, que proporciona velocidades de salida más bajas, y con esto se tiene un menor consumo de potencia.

El número de revoluciones por minuto del impulsor de turbina de disco de aspas planas, tomando en cuenta las consideraciones anteriores, será:

$$\omega = 175 \text{ [rpm]}$$

$$\omega = 2,92 \left[\frac{\text{rev}}{\text{s}} \right]$$

$$\omega = 18,3 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

4.1.7 Potencia del impulsor. Para el cálculo de la potencia del impulsor se debe tomar en cuenta las recomendaciones para agitación de líquidos descritas en el libro. (CHOPEY NICOLAS P., 1988, págs. 12-3,12-5)

Para el cálculo de la potencia consumida por el impulsor, se usa dos números a dimensionales: el número de Reynolds y el número de potencia con variables de operación tales como; la densidad del líquido y su viscosidad, la velocidad de rotación del agitador y el diámetro del impulsor.

$$N_{re} = \frac{D^2 * N * \rho}{\mu} \quad (5)$$

Donde;

N_{re} = Número de Reynolds

D = Diámetro del impulsor [m]

N = Número de revoluciones $\left[\frac{\text{rev}}{\text{s}} \right]$

ρ = Densidad del líquido $\rho = 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

μ = Viscosidad de líquido $\mu = 1,033 * 10^{-6} \text{ Pa.s} = 0,001003 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$

$T = 24^\circ\text{C}$

$$N_{re} = \frac{(0,52\text{m})^2 * 2,92 \frac{\text{rev}}{\text{s}} * 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1,033 * 10^{-6} \text{ Pa.s}}$$

$$N_{re} = 7,8 * 10^5$$

Con el número de Reynolds ya calculado procedemos hallar el coeficiente de arrastre para sistemas de agitación, conocido como "número de potencia" para lo cual utilizamos unas tablas dependiendo de la cantidad de álabes para el impulsor y el régimen turbulento antes encontrado N_{re} . En nuestro caso el impulsor tiene 6 álabes y $N_{Po} = 3,8$.

Figura 17. Valores del número de potencia

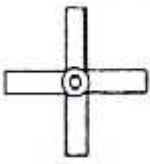
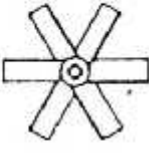
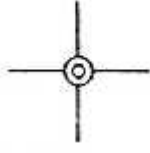
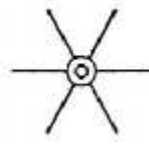
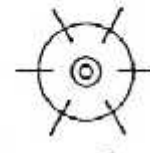
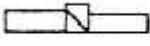
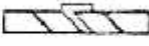
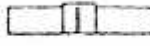

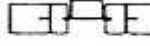
				
				
W/D = 1/5	W/D = 1/5	W/D = 1/6	W/D = 1/6	W/D = 1/5
Álabe inclinado (P-4) $N_p = 1.37$	Álabe inclinado (P-6) $N_p = 1.70$	Álabe recto (S-4) $N_p = 2.96$	Álabe recto (S-6) $N_p = 3.86$	Tipo disco (D-6) $N_p = 5.46$

FIGURA 12-1 Valores del número de potencia en condiciones turbulentas N_{p0} para diferentes configuraciones del impulsor. Nota: W/D es la razón del ancho real del álabe respecto al diámetro del impulsor.

Fuente: MANUAL DE CÁLCULOS DE INGENIERÍA QUÍMICA de Chohey,
Nicholas P.

De la ecuación para el cálculo del número de potencia, se calcula la potencia (P) que se necesita para agitar e líquido.

$$N_{p0} = \frac{P \cdot g_c}{N^3 \cdot D^5 \cdot \rho} \quad (7)$$

Dónde:

N_{p0} = Número de potencia

P = Potencia [Hp]

g_c = Constante de proporcionalidad. Ver ANEXO C

$$P = \frac{N_{p0} \cdot \omega^3 \cdot D^5 \cdot \rho}{g_c}$$

$$P = \frac{3,8 \cdot \left(2,92 \frac{\text{rev}}{\text{s}}\right)^3 \cdot (0,52\text{m})^5 \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1}$$

$$P = 3\,589,86 \text{ W}$$

$$P = 4,8 \text{ HP}$$

Con la potencia calculada, necesaria por el impulsor de turbina de disco de 6 aspas planas, la potencia de diseño para seleccionar el motor eléctrico será.

4.1.8 Potencia de diseño. En la potencia de diseño debe tomar en cuenta la eficiencia del rodamiento y del reductor de velocidad.

La eficiencia del rodamiento de bolas es 0,99. Una eficiencia común de los reductores de velocidad encontrados en el mercado es 0,85. Se usa estos valores para encontrar la potencia de diseño.

$$P_D = \frac{P}{\eta_{ROD} * \eta_{RED}} \quad (8)$$

$$\eta_{ROD} = 0,99$$

$$\eta_{RED} = 0,85$$

$$P_D = \frac{4,8}{(0,99) * (0,85)}$$

$$P_D = 5,7 \text{ HP}$$

4.1.9 Selección del motor eléctrico. Se selecciona un motor eléctrico de la marca SIEMENS que tiene las siguientes características. Ver ANEXO D

Potencia: 7,5 HP

Velocidad: 1800 RPM

Voltaje: 220-440 V

Frecuencia: 60 Hz

Número de fases: Trifásico

Factor de servicio: 1,15

4.1.10 Selección del reductor de velocidad. Se selecciona un reductor de velocidad SIEMENS que tiene las siguientes características. Ver ANEXO E.

$$P_1 = \frac{T_2 * n_2}{9550 * n_1} * f_s \quad (9)$$

Dónde:

$P_1 =$ Potencia de entrada al reductor [kW]

$T_2 =$ Torque de salida del reductor [Nm]

$n_2 =$ Velocidad de salida del reductor [rpm]

$n_1 =$ Velocidad de entrada del reductor [rpm]

$f_s =$ factor de servicio

$i =$ relacion de transmision del reductor

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (10)$$

$$i = \frac{1800}{175} = 10,28$$

$$i = 10$$

$$P_1 = \frac{(40)(175)}{9550 * (0,85)} * 1,15$$

$$P_1 = 862,33 \text{ W} = 1,15 \text{ Hp}$$

Entonces el reductor seleccionado es de la sinfín – serie S / Helicoidal

Seleccionamos una brida que permite el acople del reductor sin fin en el motor.

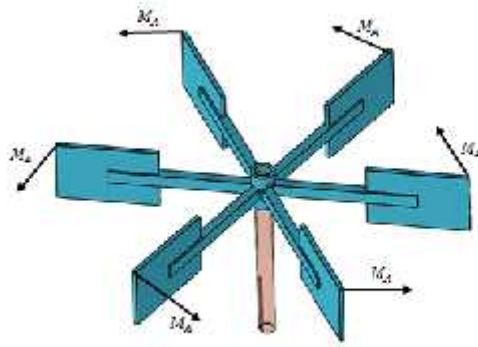
Brida: B14 para motor tamaño 71. (100176124). Ver ANEXO E.

4.1.11 Diseño del eje. El material a utilizar es el acero AISI 304, que es un acero de inoxidable y apropiado para este tipo de máquinas de fácil acceso en el mercado nacional. Ver ANEXO F.

$$T = \sum M_T = 6M_A \quad (11)$$

$$T = 6(16,16) = 96,96 \text{ Nm}$$

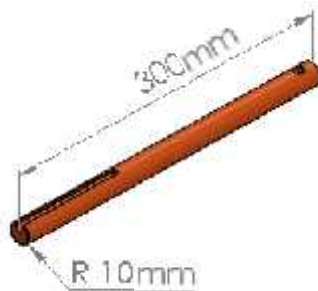
Figura 18. Fuerzas que actúan en el eje



Fuente: Autores

Para el diseño del eje solo se requiere analizarlo a torsión ya que es el esfuerzo al cual está sometido, tomando en cuenta el orificio del acople para el eje en el reductor de velocidad que es de 20 mm aplicamos al análisis estático.

Figura 19. Eje



Fuente: Autores

$$\tau_{MAX} = \tau_m = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (12)$$

Dónde:

τ_{MAX} = Esfuerzo torsor máximo

T = torque

d = Diametro del eje

S_{sy} = Resistencia de fluencia ala torsión

n = Coeficiente de seguridad

$$-\tau_a + \tau_m = \frac{S_{sy}}{n} \quad (13)$$

$$n = 2$$

S_y = Límite de fluencia del material acero AISI 304 = 241 [MPa].

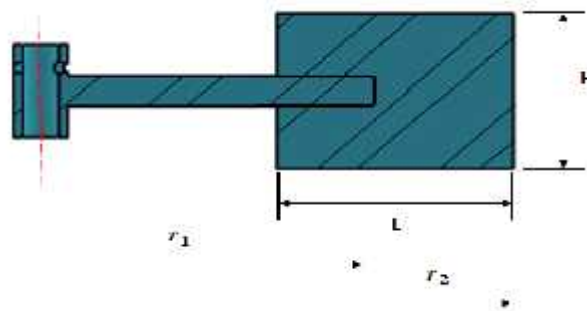
$$\frac{16 * T}{\pi * d^3} = \frac{0.577 S_y}{2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 96,96 Nm}{\pi(0,577)(241 * 10^6 Nm)}}$$

$$d = 0,0192m \approx 2cm$$

4.1.12 Diseño de las aspas de la turbina. Según las recomendaciones, las dimensiones de las aspas de una turbina de disco de aspas planas están en función del diámetro de dicho impulsor, son:

Figura 20. Aspa



Fuente: Autores

ANCHO (L)

$$L = 0,25D$$

$$L = 0,25(0,52m)$$

$$L = 0,13m = 13cm$$

ALTURA (H)

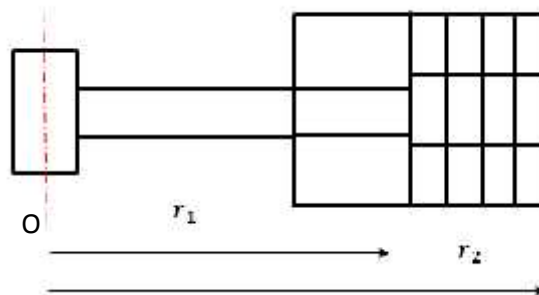
$$H = 0,2(D)$$

$$H = 0,2(0,52m)$$

$$H = 0,104m = 10cm$$

Se toma en cuenta la fuerza que ejerce el fluido sobre la parte rayada del aspa. (FOX R. ALAN M., 1989, págs. 424 - 428) Esta fuerza se determina usando la siguiente fórmula:

Figura 21. Aspa plana de la turbina



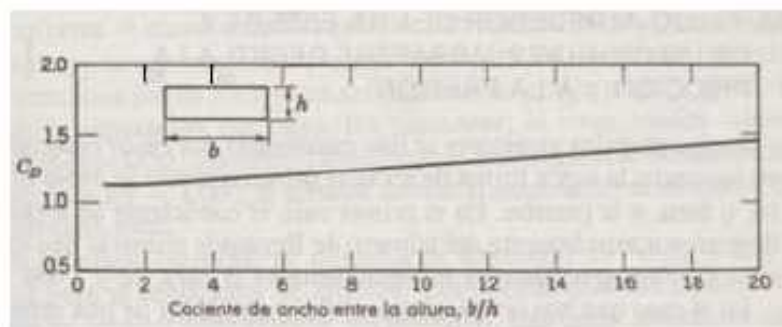
Fuente: Autores

$$F_D = \frac{1}{2} C_D * \rho * v^2 * A \quad (14)$$

Donde C_D se denomina coeficiente de arrastre y es una función de las dimensiones del aspa, v es la velocidad lineal del aspa y A es el área rayada del aspa. Para determinar C_D , primeramente se debe calcular la relación entre el ancho y la altura del aspa.

$$\frac{L}{H} = 1.25$$

Figura 22. C_D vs b/h cociente de ancho entre la altura b/h



Fuente: FOX R., ALAN M.; Introducción a la Mecánica de Fluidos; McGraw-Hill; Segunda Edición México; 1989;

Entonces el valor de C_D , hallado en la figura 21. Es $C_D = 1,2$

Como el impulsor gira con una velocidad angular constante $w = 175 \text{ rpm}$, la velocidad lineal de un diferencial de área varía con el radio, entonces es necesario replantear la ecuación en función del radio así:

$$F_D = \frac{1}{2} C_D * \rho * (w * r)^2 * (0,104 * r)$$

Si se multiplica a ambos lados de la ecuación por un diferencial dr y se integra entre los límites r_1 y r_2 se obtiene el valor del momento con respecto al punto de origen O.

$$\int_{r_1}^{r_2} F_D dr = \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{2} C_D * \rho * (w * r)^2 * (0,104 * r) dr$$

$$M_O = \frac{1}{2} C_D * \rho * w^2 * 0,104 \int_{r_1}^{r_2} r^3 dr$$

$$M_O = \frac{1}{2} (1,2) * (998) * (18,3)^2 * 0,104 * \frac{r^4}{4} \Big|_{0,195}^{0,26}$$

$$M_O = 16,16 \text{ Nm}$$

Se reemplaza este momento en la fórmula de la flexión, tomando en cuenta que la resistencia a la fluencia del acero inoxidable AISI 304 es $S = 241 \text{ MPa}$. Ver ANEXO F, y considerando un factor de seguridad $n=2$ se tiene:

$$S_y = \frac{n * M_O * Y}{I} \quad (15)$$

$$I = \frac{H * e^3}{12} \quad Y = \frac{e}{2} \quad (16)$$

$$S_y = \frac{n * M_O * \frac{e}{2}}{\frac{H * e^3}{12}} \quad n = 2$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * n * M_O}{S_y * H}}$$

$$e = \sqrt{\frac{6(2)(16,16Nm)}{(241 \cdot 10^6 Nm)(0,104m)}}$$

$$e = 2,7 \cdot 10^{-3} m = 2,7 mm$$

Por facilidad de construcción tomamos un espesor, $e = 5 mm$

4.1.13 Selección del rodamiento. Las cargas que actúan sobre este rodamiento son estáticas ya que no existe la presencia de momento flector en el eje, sino únicamente un momento torsor constante. Las cargas que soporta el rodamiento son axiales (debido a que las cargas radiales tienden a cero), y son el peso del agitador (impulsor y eje) y el peso del fluido que se encuentra sobre el disco de la turbina. Se selecciona un rodamiento NTN rígido de bolas de la serie 62 ver ANEXO G, ya que este tipo de rodamientos se puede conseguir en chumaceras.

Como la carga sobre el rodamiento es una carga estática y se puede despreciar las fuerzas radiales, entonces:

Para la selección de los rodamientos, es necesario determinar la capacidad de carga de estos elementos, los cuales deben contar con un agujero interno de 20 [mm] y una vida útil aproximada de 15.000 [h] (Trabajo ligero de 8 horas diarias por 20 días al mes y 10 años de servicio, ANEXO H, la velocidad de giro del rotor corresponde a 175 rpm.

- **Cargas en los rodamientos.**

$$P_r = x \cdot F_r + y F_a \quad (17)$$

Dónde:

P_r : Carga estática equivalente [N].

F_r : Carga radial real [N].

F_a : Carga axial real [N].

x: Factor radial.

y: Factor axial.

$$F_r = 62 [N] \quad x = 1 \quad y = 0$$

$$P_r = 1 * (62) + 0 * F_a$$

$$P_r = 62 N$$

- **Ecuación del factor de esfuerzo dinámico**

La capacidad de carga dinámica requerida está dada por la siguiente ecuación; y reemplazando valores se tiene:

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} P \quad (18)$$

Si la máquina va a trabajar 15.000 [h], el factor de esfuerzo estático es: ver ANEXO H

$$f_l = 3,1$$

Para una velocidad de 175[rpm], el factor de velocidad de giro es: ver ANEXO H

$$f_n = 0,56$$

$$C_{req} = \frac{3,1}{0,56} \cdot 62[N]$$

$$C_{req} = 343,2[N]$$

- **Análisis estático.**

Carga estática equivalente

$$P_o = F_r, \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \quad (19)$$

$$P_o = 62 [N]$$

Para calcular la capacidad de carga estática se toma en cuenta que para una exigencia normal el factor de esfuerzo estático es $f_s=1$ ver ANEXO I, según la ecuación 20.

$$C_o = f_s \cdot P_o \quad (20)$$

$$C_o = 1(62N)$$

De catálogos se selecciona el rodamiento adecuado el cual cumpla con los requerimientos de la máquina.

Con la carga estática se busca en el ANEXO G, un rodamiento con la siguiente denominación:

Selección:

Rodamientos NTN tipo F.

Denominación: NTN 6404 ANEXO G

$$d = 20 [mm]$$

$$B = 19[mm]$$

$$D = 72 [mm]$$

Además se obtienen:

$$C_{tabla} = 28,5[KN]$$

$$C_{otabla} = 13,9[KN]$$

Comparando los valores tabulados con los requeridos, se comprueba que:

$$C_{o_{req}} \leq C_{otabla} \rightarrow 0,062 [KN] \leq 13,9 [KN] \quad ok!$$

$$C_{req} \leq C_{tabla} \rightarrow 0,3432 [KN] \leq 28,5 [KN] \quad ok!$$

Entonces se puede decir que la selección es la correcta según recomienda, (HAMROCK, 2000).

También se debe seleccionar el tipo de soporte o chumacera ANEXO J:

Selección:

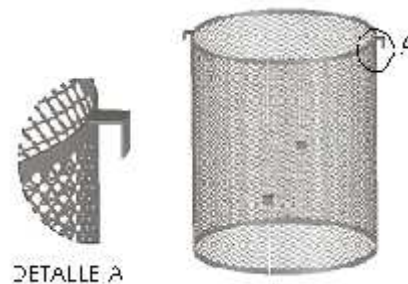
Soporte de pie, de fundición gris.

Denominación: F – UCFCX1415-213D1

4.1.14 Validación en software

4.1.14.1 Verificación de diseño de los ganchos sujetadores del cilindro. Aplicando una carga equivalente, al peso del cilindro y a la cantidad de plástico a ser lavado, se calculan las deformaciones en los sujetadores del cilindro a la estructura como se verifica en la figura

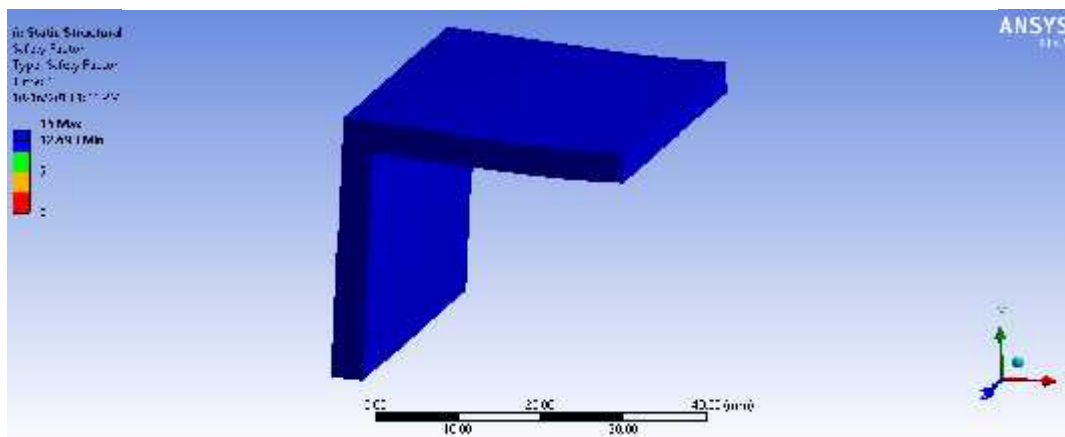
Figura 23. Gancho soporte del cilindro



Fuente: Autores

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 24. Gancho soporte del cilindro, coeficiente de seguridad



Fuente: Autores

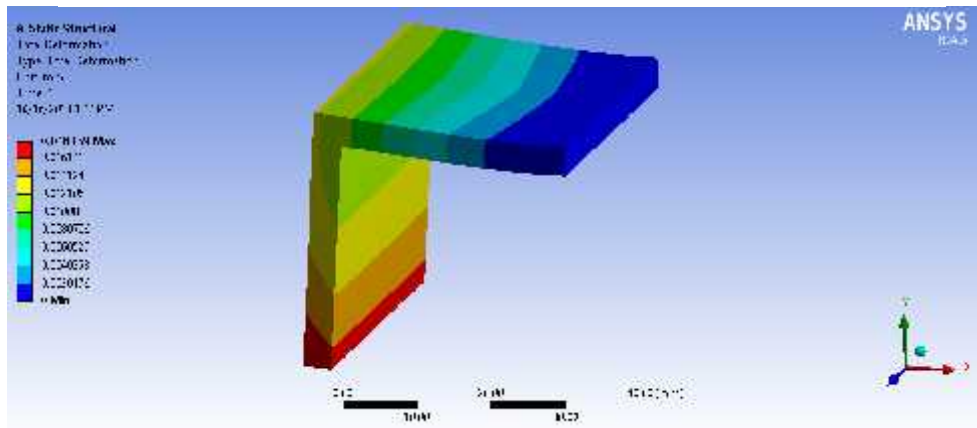
De la figura anterior se tiene:

$$n = 12,693 \quad \text{Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 25. Gancho soporte del cilindro análisis deformación.

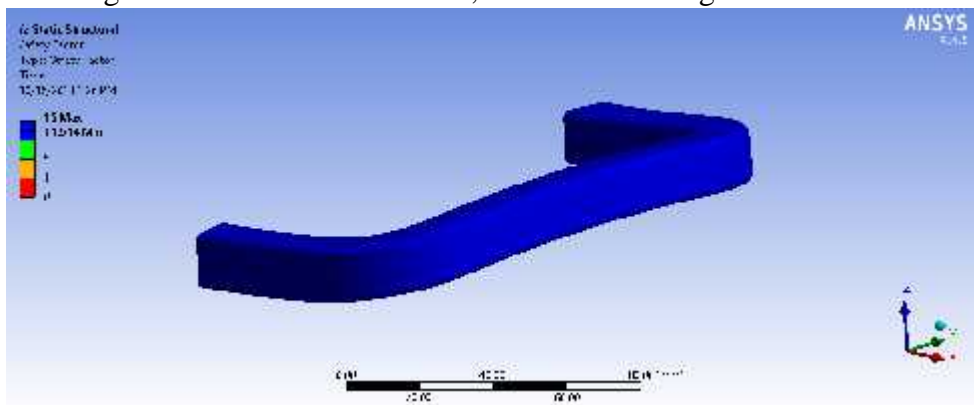


Fuente: Autores

4.1.14.2 Verificación de diseño de las manillas del cilindro. Aplicando una carga equivalente, al peso del cilindro, a la cantidad de plástico a ser lavado y del agua que contiene, se calculan las deformaciones en las manillas del cilindro de donde se sujeta a éste para sacarle de la máquina.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 26. Manilla del cilindro, coeficiente de seguridad



Fuente: Autores

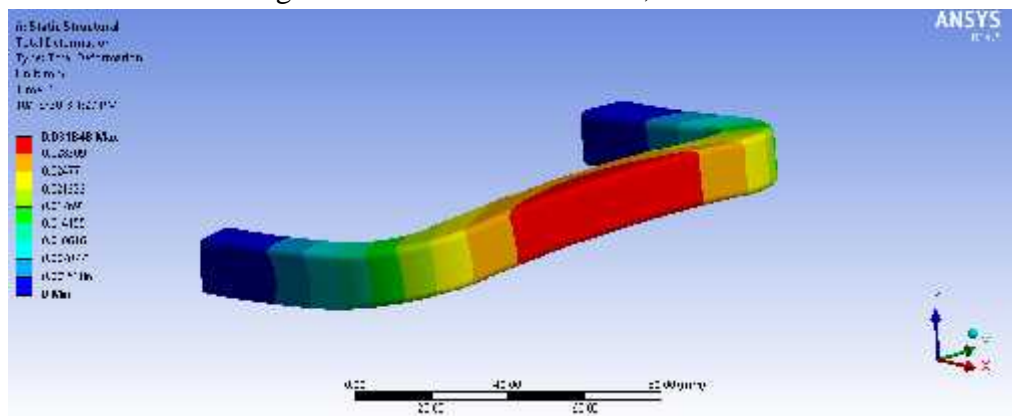
De la figura anterior se tiene:

$$n = 11,914 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 27. Manilla del cilindro, deformación.

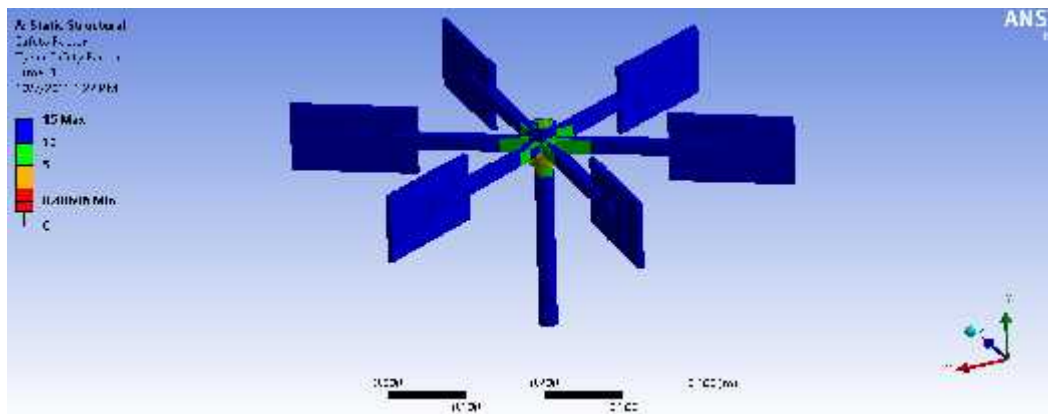


Fuente: Autores

4.1.14.3 Verificación de diseño del eje y las aspas. Aplicando las fuerzas axiales y de Torsión sobre el eje y las aspas, se calculan las deformaciones que éstos sufren, al vencer la resistencia que agua opone para ser agitada.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 28. Eje y aspas, Factor de seguridad.



Fuente: Autores

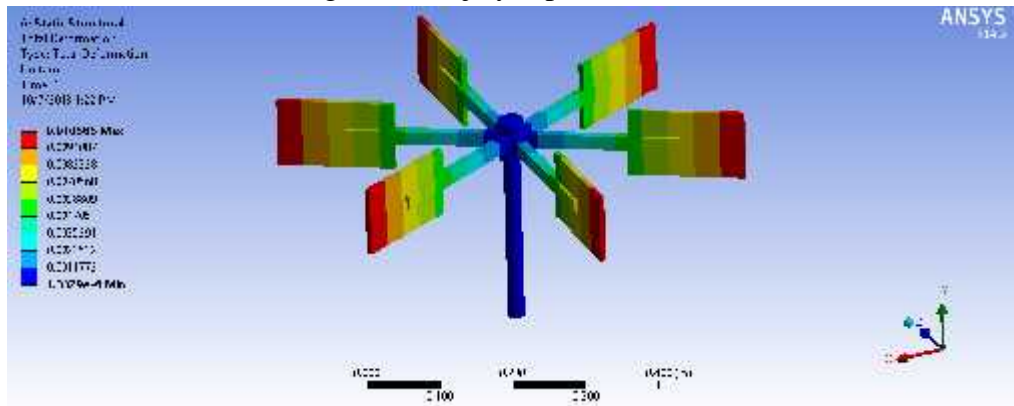
De la figura anterior se tiene:

$$n = 10 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

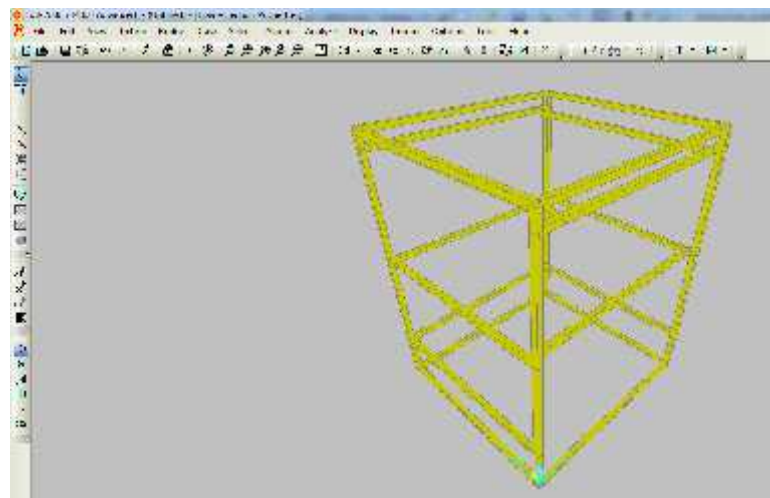
Figura 29 . Eje y aspas, deformación.



Fuente: Autores

4.1.14.4 Verificación de diseño de la estructura. Aplicando las cargas que actúan en la estructura, se calculan las deformaciones que estos perfiles sufren.

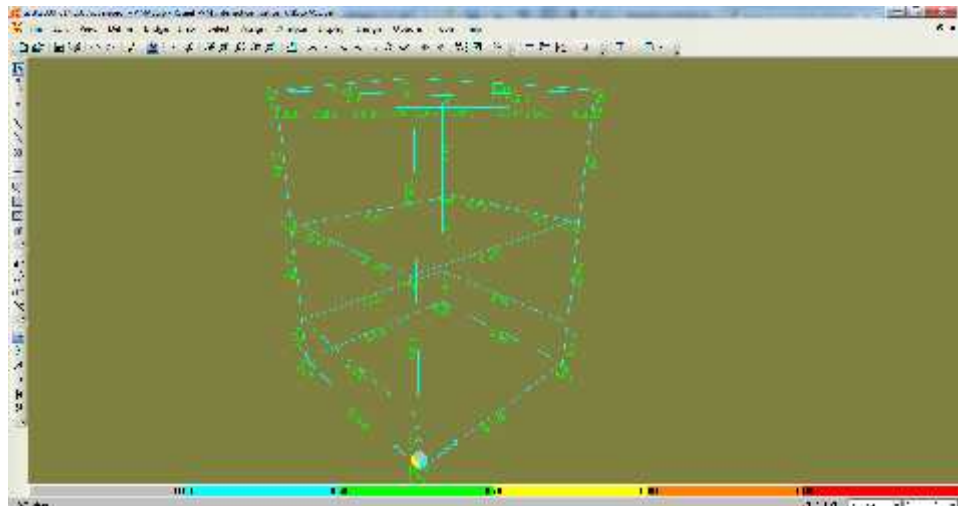
Figura 30. Estructura



Fuente: Autores

Los datos que se obtienen en el software no debe exceder de 1 siendo así nuestra estructura se encuentra en un valor permisible que está entre 0,0 y 0,5. Como se muestra en la figura 31.

Figura 31. Estructura análisis de deformación

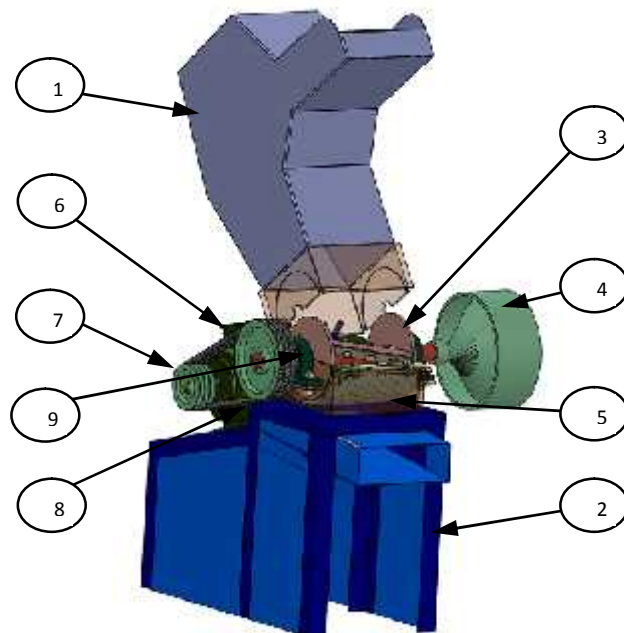


Fuente: Autores

4.2 Diseño trituradora

4.2.1 Generalidades. Los elementos que conforman la trituradora de plástico pre picado y de picado final, varían de acuerdo a las necesidades requeridas. Es importante mencionar estos aspectos para realizar el diseño de los diferentes elementos.

Figura 32. Prepicaadora y Picadora de plástico



1.- Tolva, 2.- Estructura, 3.- Porta cuchillas y eje, 4.- Volante de inercia, 5.- Tamiz, 6.- Motor eléctrico, 7.- Poleas, 8.- banda trapezoidal, 9.- chumaceras

Fuente: Autores

El diseño de la trituradora de plástico está en función de la cantidad de plástico a pre picar y picado final, en este caso se empleara la misma cantidad de plástico utilizado para la lavadora que son 30 kg.

Seleccionamos el tamiz que clasificara el plástico pre picado y picado.

Para la picadora seleccionamos una criba con agujeros redondos de un radio igual a 4 mm. ANEXO K

Figura 33 . Tamiz de picado final



Fuente: Autores

En el tamiz de la prepicadora se selecciona una malla con agujeros cuadrados de 8 cm, el cual clasificara el plástico a un tamaño óptimo para los demás procesos (lavado y secado). Ver ANEXO L.

Figura 34. Tamiz de prepicado



Fuente: Autores

Con estos datos definidos calculamos la potencia requerida por el sistema para mover las cuchillas que cortaran el plástico a una velocidad de 700 rpm

4.2.2 Potencia. El par motor o torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia. La potencia desarrollada por el par motor es proporcional a la velocidad angular del eje de transmisión, y está dada por: (Wikipedia)

$$P = M \cdot \omega \quad (21)$$

Dónde:

$P = \text{Potencia } W$

$M = \text{Momento o torque (par motor) } N * m$

$\omega = \text{velocidad angular } rad/s$

El momento o torque está en función de la inercia total I_T y la aceleración angular.

$$M = I_T \alpha \quad (22)$$

$$= \frac{W}{t} \quad (23)$$

Reemplazando, la ecuación 21, 22 y 23 tenemos:

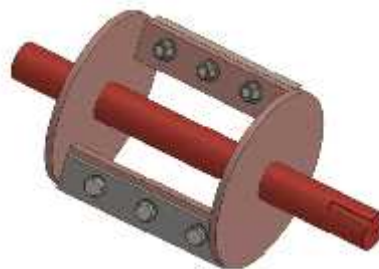
$$P = I_T \frac{W}{t} * W$$

$$P = \frac{I_T * W^2}{t} \quad (24)$$

Debemos tomar en cuenta el tiempo promedio en el que un motor eléctrico tarda en arrancar y alcanzar su par máximo en este caso será $t = 3 \text{ seg}$ dato de las características del motor.

4.2.3 Inercia. Se analizará indistintamente la inercia del porta cuchillas, como también la volante de inercia ya que son dos materiales y geometrías distintas.

Figura35. Porta Cuchillas



Fuente: Autores

Figura36. Volante de inercia

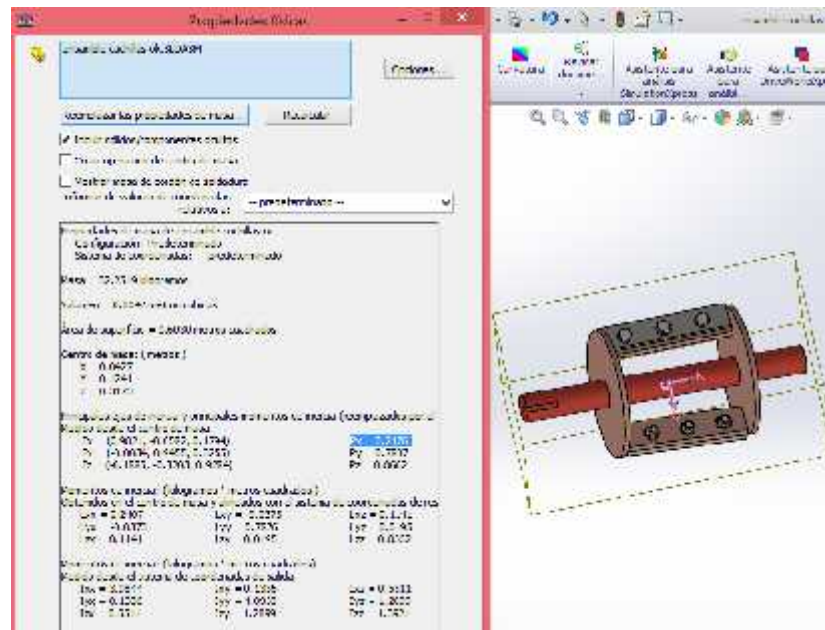


Fuente: Autores

Para una mayor seguridad ya que la geometría es irregular utilizamos un software de diseño y modelación lo cual nos arroja un valor de inercia.

4.2.3.1 Porta cuchillas

Figura 37. Inercia Porta cuchillas

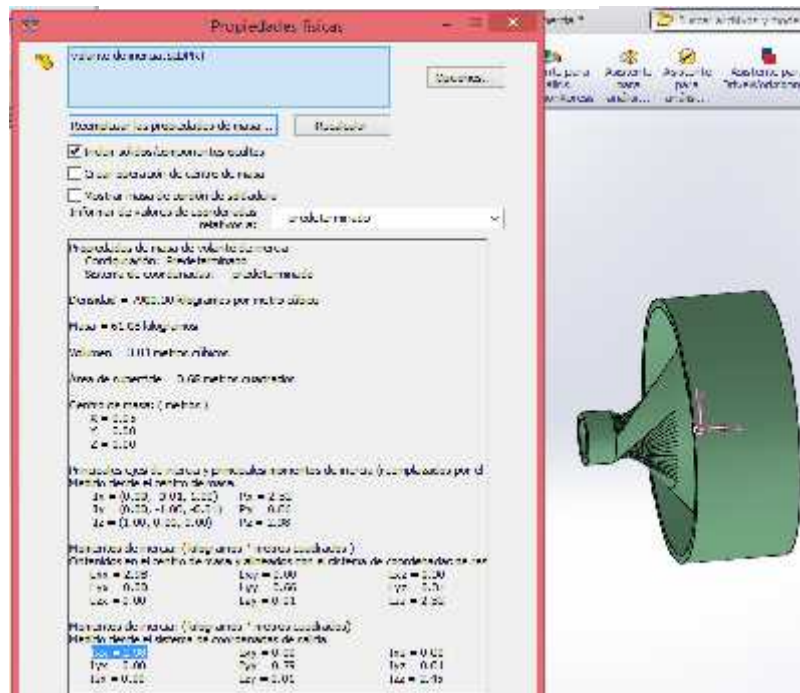


Fuente: Solid Works 2013

$$I_p = 0,2176 \text{ kgm}^2$$

4.2.3.2 Volante de inercia

Figura 38. Inercia Volante



Fuente: Solid Works 2013

$$I_V = 2,98 \text{ kgm}^2$$

4.2.4 Inercia total del sistema

$$I_T = I_V + I_P \tag{25}$$

$$I_T = 0,2176 + 2,98$$

$$I_T = 3,20 \text{ kgm}^2$$

Reemplazando los datos obtenidos, en la ecuación 24, encontramos la potencia:

$$P = \frac{(3,20 \text{ kgm}^2)(73,3 \text{ rad/s})^2}{3\text{s}}$$

$$P = 5731,08 \text{ W}$$

$$P = 7,12 \text{ HP}$$

Seleccionamos el material de la cuchilla que realizara el corte de las fundas, el más adecuado es de marca bohler K 100 de fácil acceso en el mercado nacional. ANEXO X

4.2.5 Potencia debido a la fuerza de corte. Calculamos la potencia necesaria para desgarrar pre picar y picar el plástico.

$$P_c = T \times W \quad (26)$$

$$T = F_c \times d \quad (27)$$

$$T = (14,98N) \quad (0,15m)$$

$$T = 2,23 \text{ N}_m$$

Para tener un diseño más confiable de la máquina mayo ramos al torque multiplicándolo por 5, ya que por la longitud de la cuchilla en cada revolución se pueden llegar a cortar estos al mismo tiempo.

$$T = 2,23 \text{ N}_m$$

$$T_{\times 5} = 11,16 \text{ N}_m$$

4.2.5.1 Potencia debido a la fuerza de corte

$$P_c = (11,16 \text{ N}_m) * (73,3 \text{ rad/s})$$

$$P_c = 1,08 \text{ HP}$$

4.2.5.2 Potencia total requerida por el sistema

$$P_T = P + P_c \quad (28)$$

$$P_T = (7,12 + 1,08) \text{ HP} \quad P_T = 8,7 \text{ HP}$$

4.2.6 Selección del motor. Se selecciona un motor eléctrico de la marca SIEMENS que tiene las siguientes características (Ver ANEXO M):

Motor 6 polos trifásico tipo ILA7 132 S/M

TAMAÑO = 132 S/M

EFICIENCIA 86%

POTENCIA = 10HP

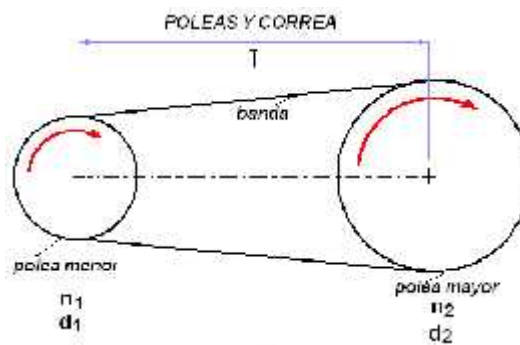
$F_s = 1,5$

VELOCIDAD = 1200rpm

4.2.7 Diseño de la transmisión:

4.2.7.1 Cálculo de la relación de transmisión

Figura 39. Transmisión de bandas



Fuente: www.bandasdetransmision.com

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (29)$$

$$i = \frac{1200}{700} \quad i = 1,7$$

Dónde:

i = Relación de transmisión.

n_2 = Velocidad angular de la polea conducida

n_1 = Velocidad angular de la polea motriz

Se recomienda que i para un funcionamiento adecuado sea entre 1 a 6.

$$n_1 = 700 \text{ [RPM]}$$

$$n_2 = 1200 \text{ [RPM]}$$

$$i = 1,7$$

4.2.7.2 Cálculo de la potencia de diseño corregido.

$$P_D = P_m \times C_1 \quad (30)$$

Dónde:

P_D = Potencia de diseño corregido. Hp

P_m = Potencia del motor. Hp

C_1 = Factor de servicio

C_1 ANEXO N

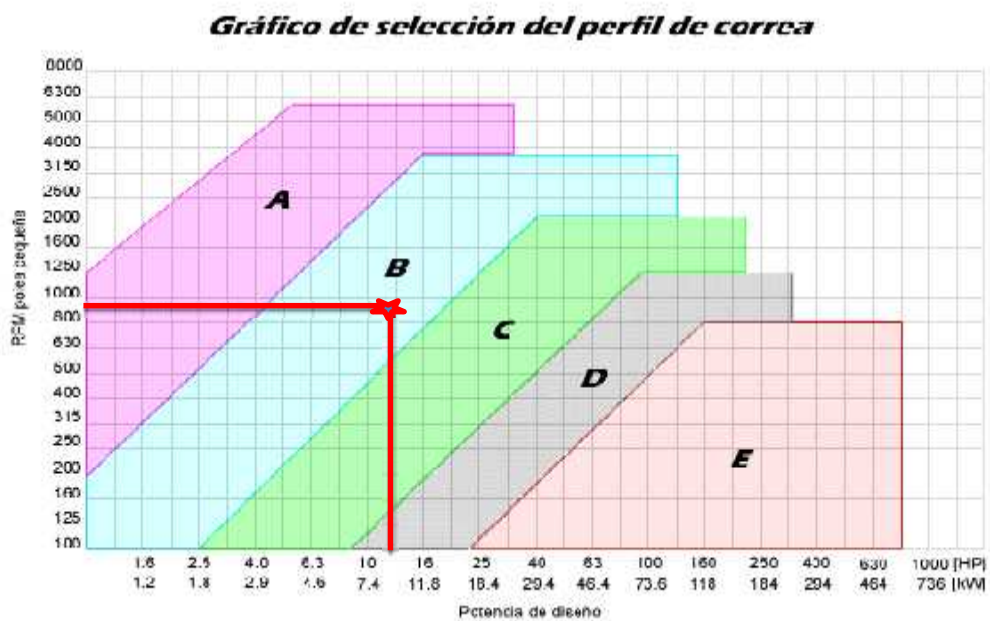
$C_1 = 1,5$

$P_m = 8,7$ [Hp]

$P_D = 8,8 * 1,5$ [Hp] = 13,05 [Hp]

4.2.7.3 Selección de la correa.

Figura 40. Curvas para la elección de la sección de la correa



Fuente: Catálogo de correas trapeciales oleostatic PIRELLI

La selección de la banda es de tipo B

4.2.7.4 Cálculo y selección de las poleas. Escogemos el diámetro de la polea menor d_p = 160 [mm] ya que está dentro del rango del tipo B que va desde (75-1000) [mm].

ANEXO O

$$D_p = i * d_p \quad (31)$$

Dónde:

i = Relación de transmisión.

d_p = Diámetro en mm de la polea menor - motriz.

D_p = Diámetro en mm de la polea mayor - conducida.

$$D_p = 1,7 * 160 \text{ [mm]} = 272 \text{ [mm]}$$

4.2.7.5 Determinar la distancia entre ejes.

- Para i entre 1 a 3

$$C \geq \frac{(i+1)d_p}{2} + d_p \quad (32)$$

- Para i mayor que 3

$$C \geq D_p \quad (33)$$

Dónde:

C = Distancia entre ejes

D_p = Diámetro de la polea menor-motriz

$$\frac{1,7 + 1}{2} + 160 = 161,35 \text{ mm (MIN)}$$

$$C = 450 \text{ [mm]}$$

$$3(160 + 272) = 1296\text{mm (MAX)}$$

4.2.7.6 Cálculo de la longitud primitiva de la banda. Con estos valores se puede calcular el largo **L** aproximado de la correa que se necesita.

$$L = (2 * C) + (1.57 (Dp + dp)) + (Dp - dp) 2 / (4 C) \quad (34)$$

$$L = 2(450) + (1,57(272 + 160)) + [(272 - 160)^2 / 4(450)]$$

$$L = 900 + (433,57 + 6,97)$$

$$L = 1340.54\text{mm}$$

Conociendo este valor y la sección utilizada, se consulta en el ANEXO P, que entrega la identificación de la correa adecuada.

Banda seleccionada

$$\text{N}^\circ 55 \quad L_n = 1440 \text{ [mm]}$$

Una vez calculada la longitud **L** de la correa y ser seleccionada **Ln** (longitud normalizada) se debe recalcular definitivamente la distancia entre centros real con la siguiente fórmula:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right| \quad (35)$$

Signo (+) cuando $L < L_n$

Signo (-) cuando $L > L_n$

$$C_c = 450 + \left| \frac{1340 - 1440}{2} \right|$$

$$C_c = 500 \text{ mm}$$

4.2.7.7 Determinación el arco de contacto menor. Para una transmisión con correa abierta se determina con:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \left(\frac{D_p - d_p}{C_c} \right) > 120^\circ \quad (36)$$

$$i = 180 - 57 \left(\frac{272 - 160}{500} \right) > 120$$

$$i = 167,23^\circ$$

4.2.7.8 Potencia transmitida por bandas. Conociendo la velocidad del eje rápido, la relación de transmisión "i" y la sección usada, se consulta la tabla ANEXO Q, correspondiente a la sección de correa utilizada. Se obtiene de ella la potencia que es capaz de conducir una sola correa P_1 en [HP], este valor se compara con la potencia de diseño para calcular cuántas correas serán necesarias en su transmisión.

Para obtener el valor de P_1 se interpola entre los límites.

[i]	POTENCIAS [HP]
1,5	5,78
1,7	P_1
3,0	5,95

Entonces se obtiene $P_1 = 5,865$ [Hp]

Para realizar el cálculo final se necesitan dos factores de corrección. El primero es el factor C_2 que considera la longitud de la correa. Se obtiene de una tabla pequeña ubicada en la parte baja de la tabla ANEXO Q, correspondiente a la sección, se ingresa a ella por el número de correa o por la longitud.

C_2 : Factor de corrección que considera la longitud de la correa

Para obtener el valor de C_2 se interpola entre los límites.

Longitud de correa	Factor de corrección (C_2)
1338	0,89
1340,54	x
1567	0,92

Entonces se obtiene $C_2 = 0,905$

4.2.7.9 Velocidad de la banda. La velocidad debe ser lo mayor posible para disminuir la cantidad de correas necesarias en la transmisión pero nunca debe superar la velocidad máxima para que el efecto de la fuerza centrífuga no disminuya la capacidad tractiva de la correa.

$$v = \frac{0.052 \cdot n_1 \cdot D_p}{1000} \leq v_{max} \quad (37)$$

$$v = \frac{0,052 \times 1200 \times 10.7}{1000}$$

$$v = 0,67 \frac{\times 1200 \times}{1000} \frac{m}{s}$$

Donde:

$v_{max} = 25 \dots 30 \text{ m/s}$ para correa de perfil normal.

$v_{max} = 35 \dots 45 \text{ m/s}$ para correa de perfil estrecho.

4.2.7.10 Cálculo del número de correas necesarias. El último factor de corrección C_3 considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. Con los valores de D_p y d_p se consulta la tabla siguiente y se obtiene C_3 :

Factor de corrección que considera el arco de contacto entre la correa y las poleas.

Tabla 16. Factor C_3

$(D_p - d_p)/C$	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Fuente: Catálogo reflex de correas trapezoidales

Para obtener el valor de C_3 se interpola entre los límites.

Arco de contacto menor [°]	Factor de corrección (C ₃)
163	0,96
167,23	C ₃
169	0,97

Entonces se obtiene C₃ = 0,965

Se calcula:

$$Z = P_D / (C_2 * C_3 * P_1) \quad (38)$$

$$Z = \frac{13,05}{(0,905)(0,965)(5,865)}$$

Z: Número de bandas

$$Z = 2,54$$

Donde Z se aproxima al entero superior. Z = 3

4.2.7.11 Selección de poleas. De acuerdo a las dimensiones calculadas de las poleas no existe en el mercado, se envía a construir con características iguales a las de las poleas que existen en catálogo, con la particularidad de ajustar a los diámetros requeridos.

Figura 41. Poleas



Fuente: Autores

4.2.7.12 Cálculo de tensiones de la banda

$$\alpha_2 = 180 + 57 \left(\frac{D_p - d_p}{c_c} \right) \quad \text{Si } 57 \left(\frac{D_p - d_p}{c_c} \right) = \beta \text{ en la polea motriz} \quad (39)$$

$$\beta = \frac{-1-180}{-2} = \frac{167,23-180}{-2} \quad \beta = 6,4 \quad (40)$$

$$r_2 = 180 + 57 \left(\frac{272-160}{500} \right) \quad r_2 = 192,8$$

$$r_2 = 3,36 \text{ rad}$$

$$f = 0,3\gamma = 34^\circ$$

Dónde:

r_2 = Angulo de contacto en la polea mayor

f = Coeficiente de rozamiento entre la banda y la polea de 0 a 0,5 = 0,3

β = Ángulo de contacto de la banda en la polea donde se va a calcular las tensiones [rad].

γ = Ángulo de garganta = 38° el rango es (34° a 40°)

La relación de tensiones para bandas trapezoidales está dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{f \cdot r_2}{\text{Sen}(\beta/2)}} \quad (41)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{(0,3)(3,46)}{\text{sen}(34/2)}} \quad \frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{1,008}{0,2924}} \quad \frac{T_1}{T_2} = 31,4$$

$$T_1 = 31,4 T_2$$

$$P = (T_1 - T_2) \cdot v \quad (42)$$

$$6534,86 = (T_1 - T_2) \cdot 0,67$$

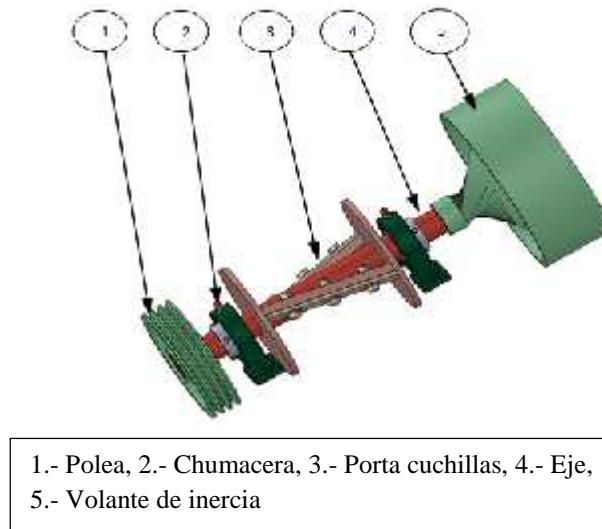
$$9753,67 = T_1 - T_2$$

$$9753,67 = 31,4 T_2 - T_2$$

$$T_2 = 320,84 N \quad T_1 = 10074,5 N$$

4.2.8 Diseño del eje. Antes de hallar las cargas en el eje, se analiza la configuración geométrica apropiada que debe tener el eje para transmitir la rotación ala polea y porta cuchillas. Se considera que en el eje van acoplados dos chumaceras y un volante de inercia.

Figura 42. Eje



Fuente: Autores

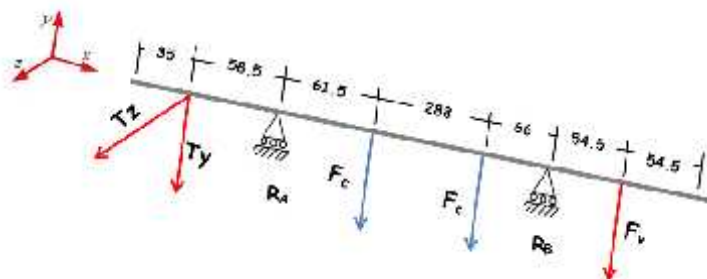
Considerando lo expuesto anteriormente el eje debe medir aproximadamente 619 [mm].

La propuesta geométrica es un eje liso con un agujero o chavetero para fijar la polea.

4.2.8.1 Material del eje. El material a utilizar es el acero AISI 1020, que es un acero de transmisión y apropiado para este tipo de máquinas de fácil acceso en el mercado nacional. Ver ANEXO R.

4.2.8.2 Cargas soportadas por el eje. El esquema cinemático del eje motriz es el siguiente, Ver figura 43.

Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del eje



Fuente: Autores

Dónde:

T_y y T_z : Cargas producidas en la polea conducida y transmitidas al eje.

$R_{A_{xy}}, R_{A_{xz}}, R_{B_{xy}}, R_{B_{xz}}$, Reacciones en los apoyos del eje.

F_c : Fuerza producto del peso de las cuchilas

F_v : Fuerza producto del peso del volante de inercia

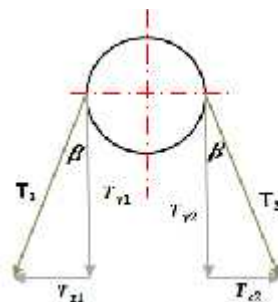
Ñ Reacciones producidas por la polea

Para determinar las reacciones producidas por la transmisión se utilizan las ecuaciones

$$T_z = (T_1 - T_2) * \sin(\beta) \quad (43)$$

$$T_y = (T_1 + T_2) * \cos(\beta) \quad (44)$$

Figura 44. Diagrama de fuerzas en la polea



Fuente: Autores

Dónde:

β : Ángulo comprendido entre la polea analizada y la banda. Ver ec. 43 y 44.

$$\beta = 6,4^\circ$$

$$T_1 = 10074,5 [N]$$

$$T_2 = 320,84 [N]$$

Reemplazando valores se tiene que las tenciones en los planos xy y xz son:

$$T_{y1} = (10074,5 [N] + 320,84 [N]) * \cos 6,4 [^\circ]$$

$$T_{y1} = 10330,6 [N]$$

$$T_{z1} = (10074,5 [N] - 320,84 [N]) \cdot \text{sen } 6,4[^\circ]$$

$$T_z = 1087,23 [N]$$

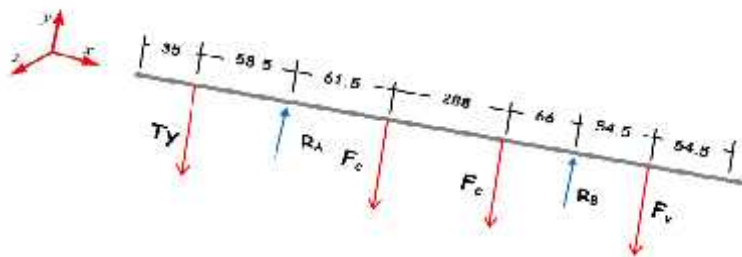
Las fuerzas suministradas por las masas del porta cuchillas y del volante de inercia se calculan de la siguiente manera:

Volante de Inercia	Porta cuchillas
V m= 150 Kg	C m = 30,45 Kg
V = 150 x 9,8	C = 30,45 x 9,8
V = 1470 N	C = 298,41 N
	C = 149,205 N 150 N

Distribución de cargas en el plano x – y

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano x – y se distribuyen como se muestra en la figura 45.

Figura45. Distribución de cargas en el plano x – y eje



Cargas:

Fuente: Autores

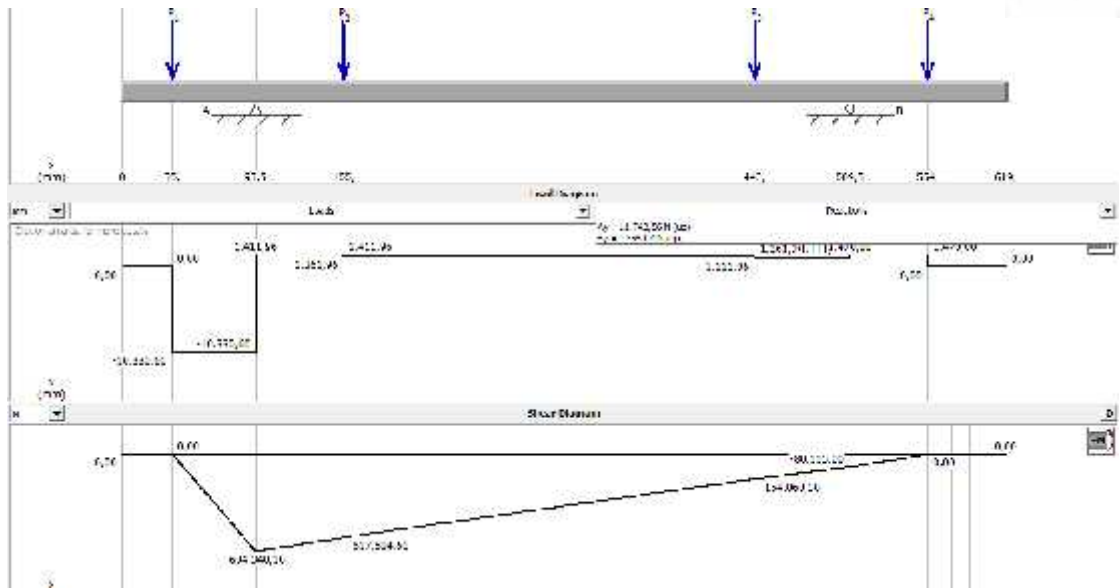
$$T_y = 33,3 [N]$$

$$F_c : 149,205 N$$

$$F_v:1470N$$

Para calcular el cortante y momento máximos se utiliza el programa MDSolids 2.6, obteniendo los siguientes resultados, ver figura 46.

Figura 46. Diagramas de cargas, momentos y cortante del eje motriz, plano $x - y$.



Fuente: MDSolids 2.6

De donde se tiene los siguientes valores:

$$R_{A_{xy}} = 11742,56 \text{ [N]}$$

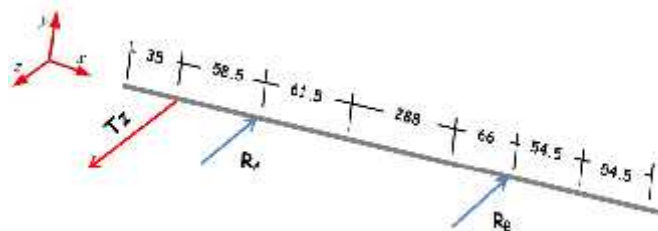
$$R_{B_{xy}} = 358,04 \text{ [N]}$$

$$M_{max} = 604,34 \text{ [Nm]}$$

Distribución de cargas en el plano $x - z$.

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano $x - z$ se distribuyen como se muestra en la figura 47:

Figura47. Distribución de cargas en el plano $x - z$ eje.



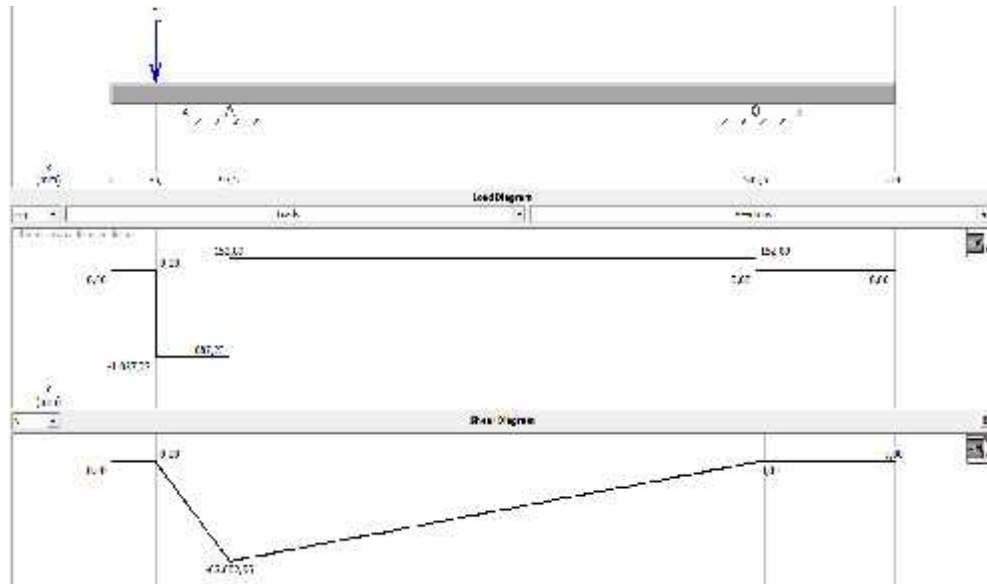
Fuente: Autores.

Cargas:

$$T_z = 1087,23[N]$$

Para calcular el cortante y momento máximos se utiliza el programa MDSolid, obteniendo los siguientes resultados, ver figura 48.

Figura 48. Diagramas de cargas, momentos y cortante de eje motriz, plano $x-z$.



Fuente: MDSolids 2.6.

$$R_{Axz} = 1240,12[N] \uparrow$$

$$R_{Bxz} = 152,89 [N] \downarrow$$

$$M_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = 63,60 [Nm]$$

Momentos flectores en los planos $x-y$ y $x-z$:

$$M_{\text{m}\acute{a}\text{x}_{xy}} = 604,34[Nm]$$

$$M_{\text{m}\acute{a}\text{x}_{xz}} = 63,60 [Nm]$$

El momento máximo resultante es:

$$M_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = \sqrt{M_{\text{m}\acute{a}\text{x}_{xy}}^2 + M_{\text{m}\acute{a}\text{x}_{xz}}^2} \quad (45)$$

$$M_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = 607,68 [Nm]$$

4.2.8.3 Diseño estático del eje. Con la ecuación del esfuerzo equivalente de von Mises Hencky, se realiza un análisis de los esfuerzos a los que está sometido el eje y se tiene:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_{ax})^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2} \quad (46)$$

Además se conoce que:

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad (47)$$

Considerando que existen esfuerzos de torsión y flexión e igualando a la ecuación 46 y la ec. 47 queda:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3(\tau)^2} = \frac{S_y}{n} \quad (48)$$

Dónde:

n : Coeficiente de seguridad.

S_y : Límite de fluencia del material. Corresponde al acero AISI 1020 igual 205 [MPa].

σ_f : Esfuerzo a flexión del elemento.

τ : Esfuerzo a torsión.

Ñ **Se calcula el esfuerzo máximo a flexión:**

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \quad (49)$$

Dónde:

M : Momento máximo igual a 607,68[Nm].

d : Diámetro del eje.

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot 607,68}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\sigma_f = \frac{6189,78}{(d)^3}$$

Ñ Se calcula el esfuerzo máximo a torsión:

Dónde:

T : Momento torsor máximo igual a, 89,15 [Nm]

d : Diámetro del eje.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot (d)^3} \quad (50)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 89,15}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\tau = \frac{454,04}{(d)^3}$$

Por tanto:

$$\sqrt{\left(\frac{6189,78}{(d)^3}\right)^2 + 3\left(\frac{711,89}{(d)^3}\right)^2} = \frac{205 \text{ [MPa]}}{n}$$

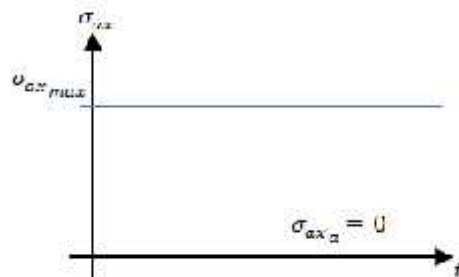
Si nos asumimos un coeficiente de seguridad del eje $n = 2$

$$d = 0,039m \leftarrow 4cm \text{ OK!!}$$

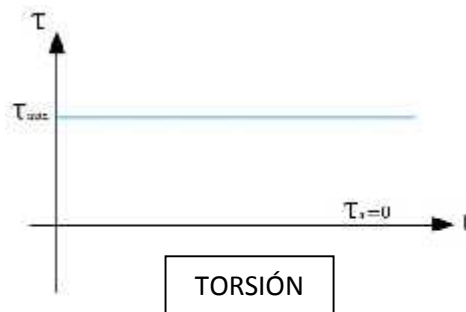
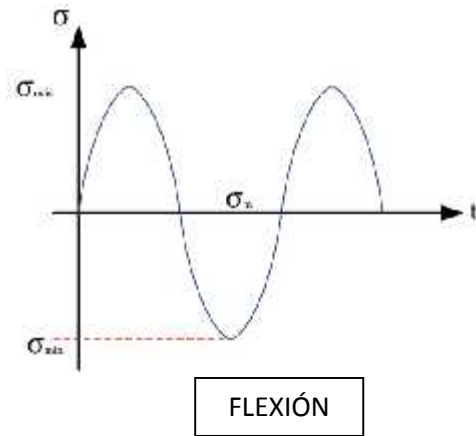
El factor de seguridad determinado típico de un análisis estático es aceptable según recomienda Shigley, J. en su libro (Diseño en Ingeniería Mecánica). Porque $n > 1$ el diseño es adecuado.

4.2.8.4 Diseño del eje a fatiga. Para este diseño, se considera la fluctuación de los esfuerzos como se muestra en la figura 49.

Figura 49. Variaciones del esfuerzo en el eje.



AXIAL



Fuente: Autores

Ñ **Esfuerzo normal alternante:**

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

Dónde:

σ_a : Esfuerzo alternante amplitud expresado en $[N/m^2]$.

M : Momento máximo igual a 607,68 $[Nm]$.

d : Diámetro del eje.

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 607,68}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\sigma_a = \frac{6189,78}{(d)^3}$$

En el caso particular el esfuerzo medio es:

$$\sigma_m = 0$$

Ñ **Esfuerzo de torsión media:**

$$\tau_{tm} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (52)$$

Dónde:

τ_{tm} : Esfuerzo alternante amplitud expresado en $[N/m^2]$

T : Momento torsor máximo. Igual a $139,78[Nm]$.

d : Diámetro del eje.

El esfuerzo de torsión en el eje será:

$$\tau_{tm} = \frac{16 \cdot 89,15}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\tau_{tm} = \frac{454,04}{(d)^3}$$

Se tiene un caso de esfuerzos combinados, para lo cual se utilizarán los esfuerzos equivalentes de Von Mises Hencky. De la ecuaciones 34 y 35.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa} + \sigma_{axa})^2 + 3(\tau_{ta} + \tau_{ca})^2} \quad (53)$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2} \quad (54)$$

Reemplazando valores se tiene en las ecuaciones 52 y 53:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\left(\frac{6189,78}{(d)^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \frac{6189,78}{(d)^3}$$

$$\sigma_{eqn} = \sqrt{3(\tau_{tm})^2}$$

$$\sigma_{eqn} = \sqrt{3\left(\frac{454,04}{(d)^3}\right)^2}$$

4.2.8.5 Límite de fatiga. Se determina la resistencia a la fatiga, utilizando para ello la ecuación de *Marín*, Ecuación 36:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e \quad (55)$$

Si el material AISI 1020 posee un esfuerzo último, igual $S_{ut} = 380 [MF]$; se tiene que:

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad (56)$$

Dónde:

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra

S_{ut} = Esfuerzo último

$$S'_e = 0,5 \cdot 380 [MF]$$

$$S'_e = 190 [MF]$$

Ñ Factores de mayoración de esfuerzos.

Tomando los mismos conceptos manejados para el eje secundario se determinan los valores de cada uno de los factores resumiéndolos así:

Tabla 17. Factores de mayoración de esfuerzos

Factor	Valor	Parámetro	Fuente
$\frac{k_a}{k_a}$	0,75	$\frac{S_{ut}}{S_{ut}} = 380 [MF]$	Ecuación (38), Tabla 10
$\frac{k_b}{k_b}$	0,8	$\frac{d}{d} = 60 [mm]$	Tabla 11
$\frac{k_c}{k_c}$	0,897	Confiabilidad 99%	Tabla 12
$\frac{k_d}{k_d}$	1	Temperatura 45 [°C]	Tabla 13

Fuente: Autores

k_e , factor de concentración de esfuerzos.

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (57)$$

$$k_f = q (k_t - 1) + 1 \quad (58)$$

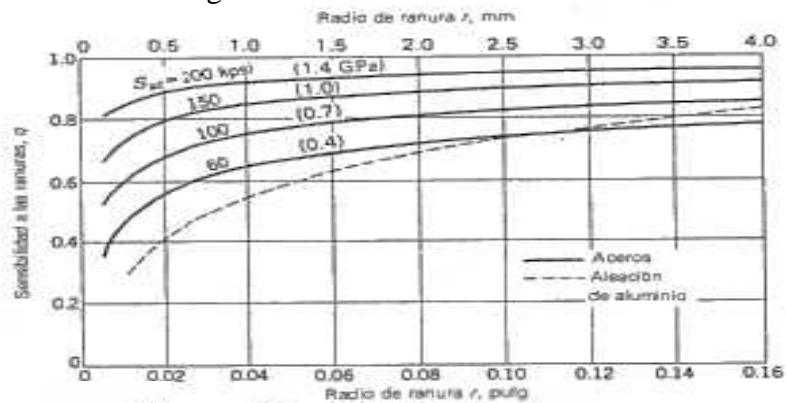
Dónde:

k_f : Coeficiente de mayoración de esfuerzos. .

q : Coeficiente de sensibilidad de ranura. Ver figura 50.

k_t : Factor por configuración geométrica del elemento (va de 0 a 3)

Figura 50. Sensibilidad a las ranuras



Fuente: Shigley's Mechanical Engineering – Eighth Edition.

Con $r = 0.02$ [in] de ranura y $S_{ut} = 55$ [Kpsi], se tiene:

$$q = 0,7$$

Si se considera que $k_t = 2,15$, para ejes con ranuras sometidas a esfuerzos combinados de flexión y torsión. Según recomienda (SHIGLEY, 2006 p. 387).

$$k_f = 0,7(2,15 - 1) + 1$$

$$k_f = 1,88$$

El factor de concentración de esfuerzos es $k_e = 0,53$.y reemplazando valores se tiene:

$$S_e = 0,75 \quad 0,8 \quad 0,897 \quad 1 \quad 0,53 \quad 0,5 \quad 380 \text{ [MF]}$$

$$S_e = 54,20 \text{ [MF]}$$

Esfuerzos de Goodman, según la ecuación 59.

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (59)$$

$$\frac{\frac{6189,78}{(d)^3}}{54,20 [MPa]} + \frac{\sqrt{3 \left(\frac{454,04}{(d)^3} \right)^2}}{380 [MPa]} = \frac{1}{n}$$

Si nos asumimos un diámetro del eje $d = 60mm$

Por tanto se tiene un coeficiente de seguridad igual a:

$$n = 1,86 \quad \text{ok! Es aceptable}$$

Los valores mostrados indican que el eje es confiable tanto en estática como en carga dinámica. Considerando que debe ser $n > 1$ según es recomendado por (Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica).

Por lo tanto el eje principal a usar tiene un diámetro 60 [mm] en acero AISI 1020. Revisar las características en el anexo indicado.

4.2.9 Selección del rodamiento. Las cargas que actúan sobre estos rodamientos son estáticas y dinámicas ya que existe la presencia de momento flector en el eje y un momento torsor constante. Se selecciona un rodamiento NTN rígido de bolas (ANEXO S), ya que este tipo de rodamientos se puede conseguir en chumaceras. El análisis se lo realiza en el punto n donde la concentración de fuerzas es mayor en este caso será en el punto A, donde la fuerza radial es mayor.

$$F_r = \sqrt{R_{Axy}^2 + R_{Bxy}^2} \quad (60)$$

$$F_r = \sqrt{(11930,32)^2 + (1254,39)^2} = 11996,1 N$$

Para la selección de los rodamientos, es necesario determinar la capacidad de carga de estos elementos, los cuales deben contar con un agujero interno de 60 [mm] y una vida útil aproximada de 15000 [h] (Trabajo ligero de 8 horas diarias por 20 días al mes y 10 años de servicio, ANEXO H; la velocidad de giro del rotor corresponde a 700 rpm.

4.2.9.1 Cargas en los rodamientos. Ecuación 17.

$$P_r = x \cdot F_r + y F_a$$

Dónde:

P_r : Carga estática equivalente [N].

F_r : Carga radial real [N].

F_a : Carga axial real [N].

x: Factor radial.

y: Factor axial.

$$F_r = 4811,17 \text{ [N]}$$

$$F_a = 249,3 \text{ [N]}$$

$$x = 1 \quad y = 0$$

$$P_r = x \cdot F_r + y F_a$$

$$P_r = 1 \cdot (11996,1) + 0 \cdot F_a$$

$$P_r = 11996,1 \text{ N}$$

4.2.9.2 Ecuación del factor de esfuerzo dinámico. La capacidad de carga dinámica requerida está dada por la siguiente ecuación; y reemplazando valores se tiene: Ecuación 18.

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} \cdot P$$

Si la máquina va a trabajar 15.000 [h], el factor de esfuerzo estático es ver ANEXO H:

$$f_l = 3,1$$

Para una velocidad de 700[rpm], el factor de velocidad de giro es ANEXO H:

$$f_n = 0,36$$

$$C_{req} = \frac{3,1}{0,36} \cdot 11996,1 \text{ [N]}$$

$$C_{req} = 12 \text{ [KN]}$$

- Análisis estático.

Carga estática equivalente Ecuación 19

$$P_o = F_r, \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$$

$$P_{or} = x_o \cdot F_r + y_o F_a$$

$$x_o = 0,6$$

$$y_o = 0,5$$

$$P_{or} = 0,6(11996,1) + 0,5(0)$$

$$P_o = 7197,66[N]$$

Para calcular la capacidad de carga estática se toma en cuenta que para una exigencia normal el factor de esfuerzo estático es $f_s=1$ ANEXO I, según la ecuación 20.

$$C_o = f_s \cdot P_o$$

$$C_o = 1(7197,66N)$$

$$C_o = 7 KN$$

De catálogos se selecciona el rodamiento adecuado el cual cumpla con los requerimientos de la máquina.

Con la carga estática se busca en el ANEXO S, un rodamiento con la siguiente denominación:

Selección:

Rodamientos NTN.

Denominación: 6912 ZZ LLB - LLU

$$d = 60 [mm]$$

$$B = 13 [mm]$$

$$D = 85[mm]$$

Además se obtienen:

$$C_{tabla} = 16,4 [KN]$$

$$C_{otabla} = 14,3 [KN]$$

Comparando los valores tabulados con los requeridos, se comprueba que:

$$C_{oreq} \leq C_{otabla} \rightarrow 7 [KN] \leq 14,3 [KN] \text{ ok!}$$

$$C_{req} \leq C_{tabla} \rightarrow 12 [KN] \leq 16,4 [KN] \text{ ok!}$$

Entonces se puede decir que la selección es la correcta según recomienda, (HAMROCK, 2000).

También se debe seleccionar el tipo de soporte o chumacera ANEXO T:

Selección:

Soporte de pie, de fundición gris.

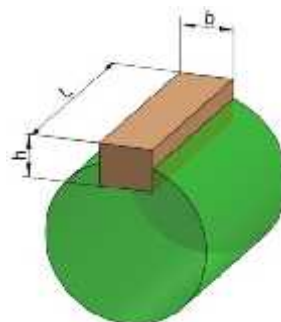
Denominación: UCP217D1

Soporte: LP03

4.2.10 Diseño de la chaveta. Diseño de la chaveta para el eje y polea conducida. La forma de fijación de ejes con los elementos que ayudan a transmitir potencia, son las cuñas.

Estas cuñas son diseñadas de acuerdo a los esfuerzos que van a soportar, y poseen dos formas de sección transversal, cuadrada y rectangular. El ancho se lo denomina con la letra “b” y el alto con la letra “h”. (Norma UNE 17102).

Figura 51. Dimensión de la chaveta



Fuente: Autores

Lo primero que se realiza es la selección de la chaveta en base al diámetro del eje, lo cual se realiza empleando la tabla mostrada en el ANEXO U.

A continuación se indican las dimensiones de la chaveta y chavetero para el eje cuyo diámetro es de 60[mm] obtenido en el ANEXO U

Sección de la chaveta: $b \times h = (18 \times 11)[mm]$

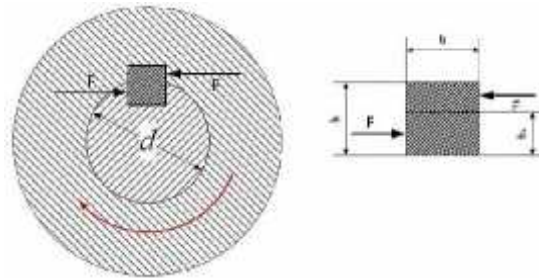
Chavetero en el eje: $h_1 = 7 [mm]$

Chavetero en el cubo: $h_2 = 4,4 [mm]$

Ñ Fallo por cizallamiento o corte.

La fuerza de corte F sobre la chaveta, debida al momento M que se transmite será: ver figura 52.

Figura 52. Análisis de la fuerza de corte en la chaveta.



Fuente: Autores

$$F_c = \frac{2T}{d} \quad (61)$$

Dónde:

F_c : Fuerza de corte.

T : Momento torsor máximo, igual a 89,15 [Nm].

d : Diámetro del eje, igual a 0,06 [m].

$$F_c = \frac{2(89,15 [Nm])}{0,06 [m]}$$

$$F_c = 297,17 [N]$$

Por la energía de distorsión la resistencia al cortante es:

$$S_{s_y} = 0,577 S_y \quad (62)$$

Dónde:

S_y : Límite de fluencia del material.

El material para la chaveta es de acero ASTM A-36 cuyo límite de fluencia es $S_y = 210$ [MPa]. Considerando que la chaveta debe ser el elemento que sufra el daño en caso de sobrecarga en el eje.

$$L_c = \frac{4 \cdot T \cdot n}{D \cdot H_c \cdot S_y}$$

Dónde.

T: Torque necesario para mover el porta cuchillas

n: Coeficiente de seguridad

D: Diámetro del eje

H_c : Altura de la chaveta

S_y : Límite de fluencia

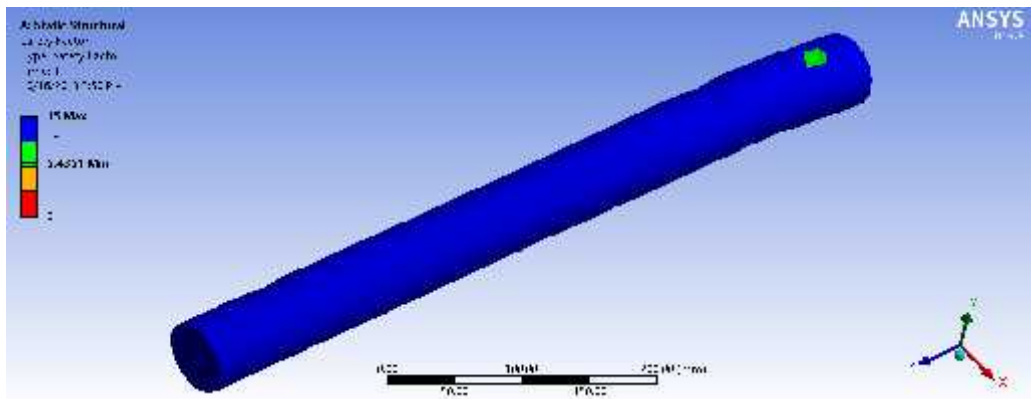
$$L_c = \frac{4 \cdot (89,15 Nm) \cdot 6}{0,060(m) \cdot 0,011(m) \cdot 210(MPA)} = 38 \text{ [mm]}$$

4.2.11 Validación en software

4.2.11.1 Verificación del eje. Aplicando las diferentes fuerzas que intervienen en el eje, se analiza el factor de seguridad y la deformación que se presenta ya que es el elemento que transmite el movimiento a las cuchillas para realizar el proceso del picado.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura 53.

Figura 53. Eje. Factor de seguridad



Fuente: Autores

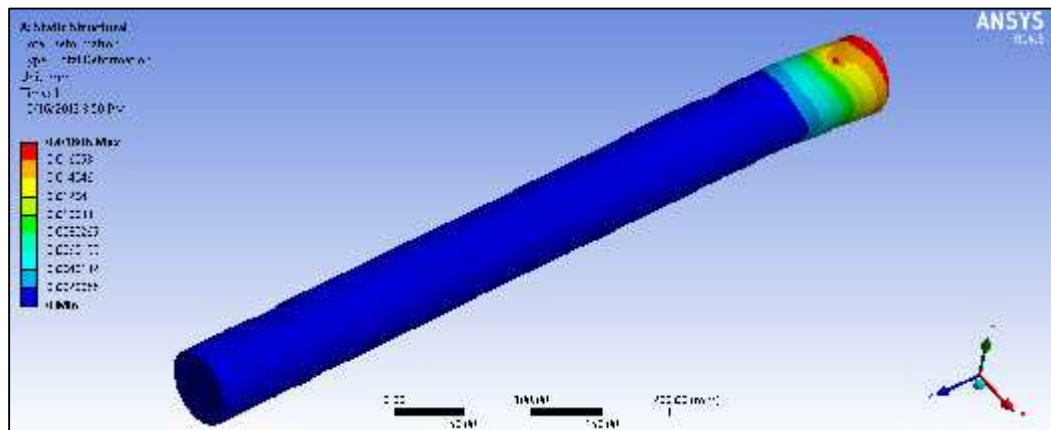
De la figura anterior se tiene:

$$n = 5,4351 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente. Lo que podemos observar que la mayor deformación que sufre el eje es donde se aloja el volante de inercia.

Figura 54. Eje. Análisis deformación.

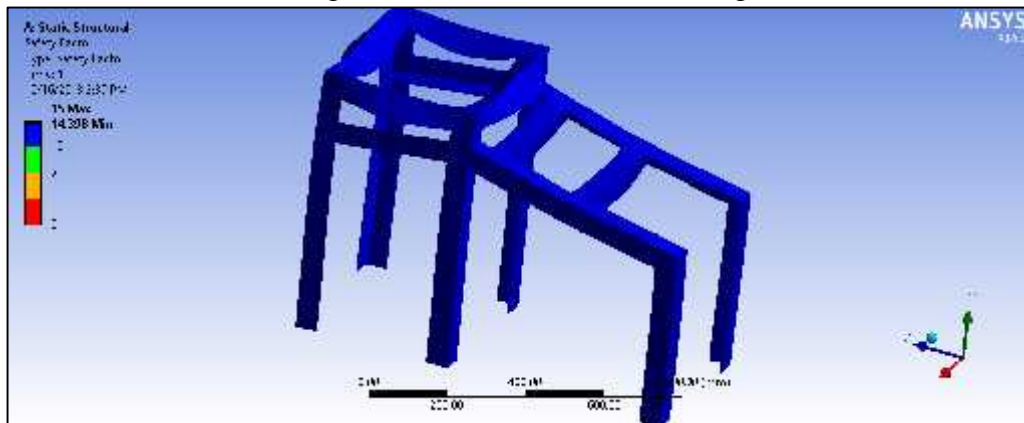


Fuente: Autores

4.2.11.2 Verificación de la estructura. Aplicando las cargas que actúan en la estructura, se calculan las deformaciones que estos perfiles sufren.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 55. Estructura, factor de seguridad.



Fuente: Autores

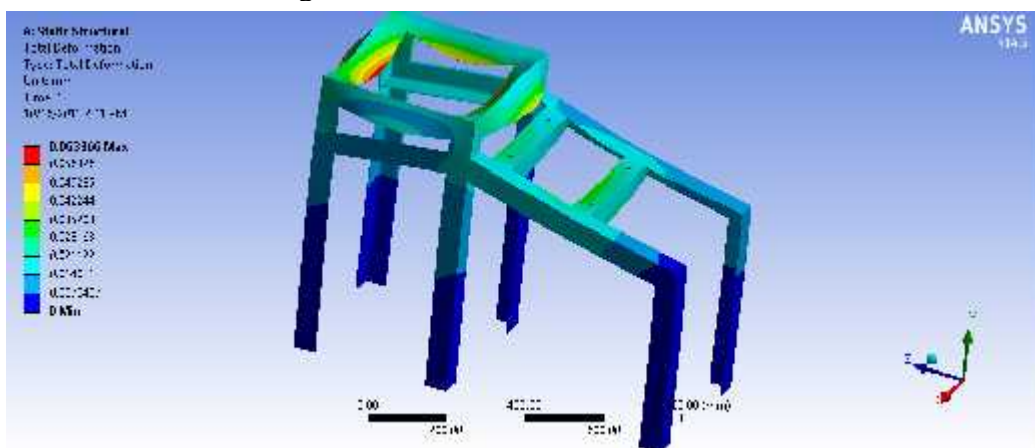
De la figura anterior se tiene:

$$n = 12,693 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 56. Estructura, análisis deformación.

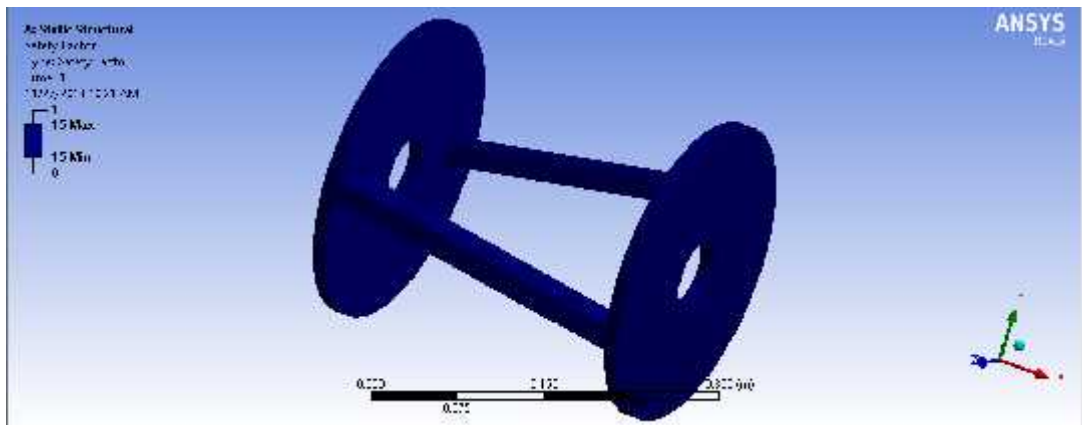


Fuente: Autores

4.2.11.3 Verificación de los discos que contienen las cuchillas. Aplicando la fuerza centrípeta y el torque sobre los discos y los elementos donde se alojan las cuchillas, se calculan las deformaciones que estos sufren, al rotar para picar y pre picar el plástico.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 57. Discos porta cuchillas



Fuente: Autores

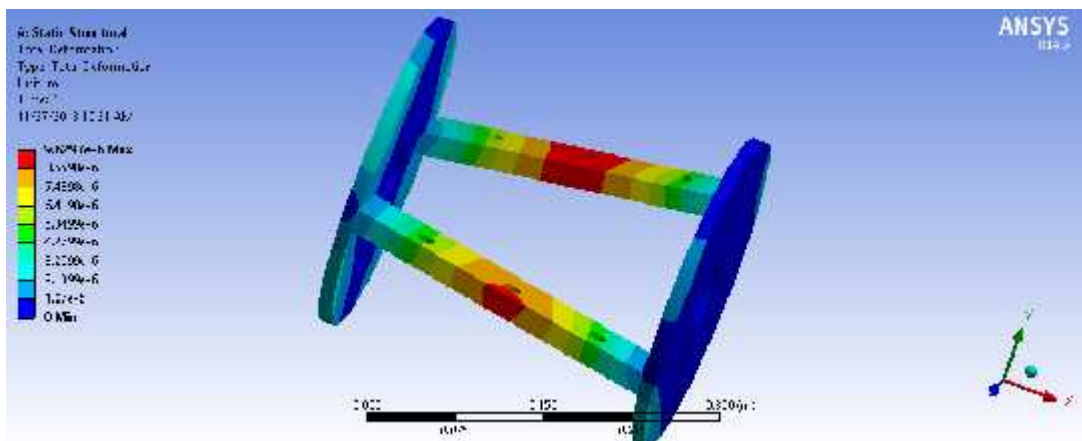
De la figura anterior se tiene un coeficiente de seguridad mayor a

$$n = 15 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 58. Porta cuchillas



Fuente: Autores

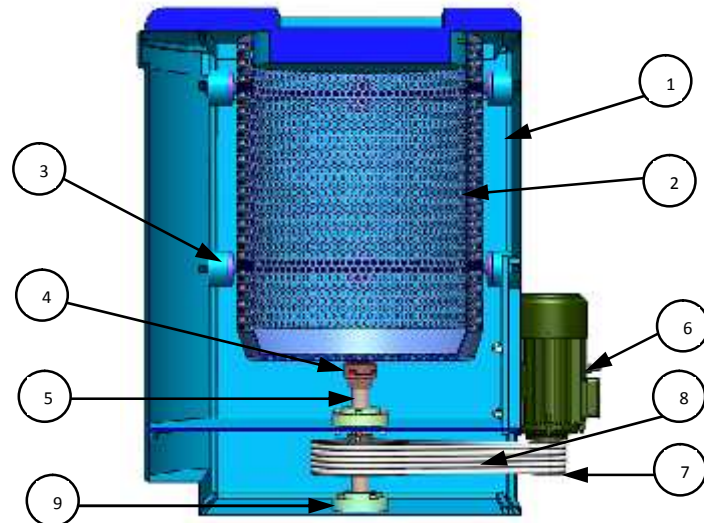
4.3 Diseño secadora

4.3.1 Generalidades. Los elementos que conforman la secadora de plástico pre picado varían de acuerdo a las necesidades de trabajo. Es importante mencionar estos aspectos

ya que la misma puede ser diseñada de forma diferente, por lo tanto es necesario comprender el funcionamiento de todos los elementos que lo componen.

Está compuesto de los siguientes elementos:

Figura59. Secadora de plástico



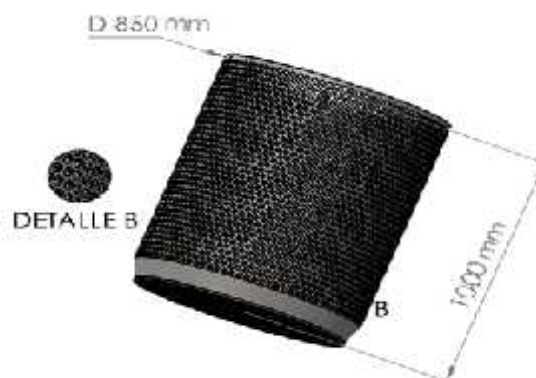
1.- Carcasa, 2.- Cilindro Malla, 3.- Seguidor o prisionero, 4.- Acople, 5.- Eje, 6.- Motor eléctrico, 7.- Poleas, 8.- banda trapezoidal, 9.- chumaceras

Fuente: Autores

Para el diseño de la secadora de plástico se comienza calculando la cantidad de plástico a secar, en este caso se empleara la misma cantidad de plástico utilizado para la lavadora que son 30 kg.

Dimensionamos el tamaño del tambor que contendrá el material a ser lavado.

Figura60. Cilindro Malla



Fuente: Autores

Seleccionamos una malla con agujeros redondos de un radio igual a 10 mm ANEXO K

Con estos datos definidos calculamos la potencia requerida por el sistema para mover el cilindro que contiene el plástico pre picado a una velocidad de 450 rpm.

4.3.2 Potencia. El par motor o torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia. La potencia desarrollada por el par motor es proporcional a la velocidad angular del eje de transmisión, y está dada por la ecuación 21.

$$P = M \cdot \omega$$

Dónde:

$$P = \text{Potencia } W$$

$$M = \text{Momento o torque (par motor) } N \cdot m$$

$$\omega = \text{velocidad angular } \text{rad/s}$$

El momento o torque está en función de la inercia total I_T y la aceleración angular ecuación 22.

$$M = I_T \cdot \alpha$$

Reemplazando tenemos:

$$P = I_T \frac{W}{t} \cdot \omega = \frac{W}{t}$$

$$P = \frac{I_T \cdot W^2}{t}$$

Debemos tomar en cuenta el tiempo promedio en el que un motor eléctrico tarda en arrancar y alcanzar su par máximo en este caso será $t = 3\text{seg}$.

- **INERCIA:**

Se analizará indistintamente la inercia del cilindro de acero inoxidable como también la del plástico ya que son dos materiales distintos.

Para una mayor seguridad tomamos en cuenta que el plástico tiene una forma cilíndrica de un diámetro igual al del cilindro con esto mayor son los resultados.

$$I_p = \frac{1}{8} m_p D^2 \quad (63)$$

$$I_p = \frac{1}{8} (30 \text{ kg}) (0,85)^2$$

$$I_p = 2,7 \text{ kgm}^2$$

Inercia de la criba de acero inoxidable tomando en cuenta que es un cilindro hueco.

$$I_c = \frac{1}{8} m_c (d_e^2 + d_i^2) \quad (64)$$

$$m_c = \rho \cdot V \quad (65)$$

$$m_c = 8 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \times 7982,3 \text{ gr}$$

$$m_c = 63862,3 \text{ gr}$$

$$m_c = 63,86 \text{ kg}$$

$$V_c = \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)}{4} \times H \quad (66)$$

$$V_c = \frac{\pi(85^2 - 84,4^2)}{4} \times 100$$

$$V_c = 7982,8 \text{ cm}^3$$

$$m_c = m_c \cdot A_c \quad (67)$$

$A_c = \text{Area del cilindro reducida (tablas). ANEXO K}$

$$m_c = m_c \times 0,55$$

$$m_c = 35,13 \text{ kg}$$

$$I_c = \frac{1}{8} (35,13) (0,85^2 + 0,844^2)$$

$$I_C = 6,2 \text{ kgm}^2$$

- **INERCIA TOTAL DEL SISTEMA**

$$I_T = I_C + I_P$$

$$I_T = 6,2 + 2,7$$

$$I_T = 8,9 \text{ kgm}^2$$

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación 24, encontramos la potencia:

$$P = \frac{(8,9 \text{ kgm}^2)(47,12 \text{ rad/s})^2}{3s}$$

$$P = 6586,87 \text{ W}$$

$$P = 8,8 \text{ HP}$$

4.3.3 Selección del motor. Se selecciona un motor eléctrico de la marca SIEMENS que tiene las siguientes características (Ver ANEXO M):

Motor 6 polos trifásico tipo ILA7 132 S/M

TAMAÑO = 132 S/M

EFICIENCIA 86%

POTENCIA = 10HP

$F_S = 1,05$

VELOCIDAD = 1200rpm

4.3.4 Momento.

$$M = I_T \times \alpha = \frac{W}{t}$$

$$M = (8,9) \frac{(47,12 \text{ rad/s})^2}{3s}$$

$$M = 139,78 \text{ Nm.}$$

4.3.5 Fuerza centrípeta

$$F_C = M_T \times ac \quad (68)$$

$$ac = \frac{v^2}{R} \quad (69)$$

$$v = \omega * R \quad (70)$$

Reemplazando la ecuación 68, 69 y 70 tenemos:

$$F_C = M_T \frac{\omega^2 R^2}{R} \quad (71)$$

$$F_C = m_T \times \omega^2 \times R$$

$$F_C = (m_p + m_c)(\omega^2)(R)$$

$$F_C = (30 + 35,13)(47,12)^2(0,425)$$

$$F_C = 61458,30 \text{ N}$$

$$F_C = 6271,25 \text{ kgf}$$

$$F_{CS} = \frac{F_C}{4}$$

$$F_{CS} = 1567,8 \text{ kg}$$

4.3.6 Selección del seguidor.

SERIE 98 ANEXO V

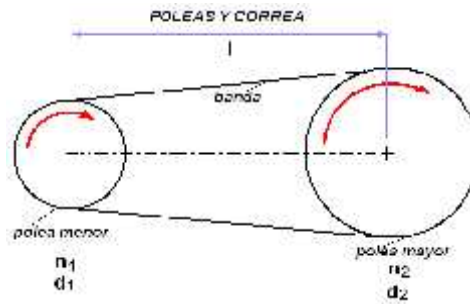
CARGA 2200 kg.

SELECCIÓN DEL ACOPLE: N-EUPEX STANDAR

4.3.7 Diseño de la transmisión:

4.3.7.1 Cálculo de la relación de transmisión

Figura 61. Transmisión de bandas trapeciales



Fuente: www.bandasdetransmision.com

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1200}{450}$$

$$i = 2,67$$

Dónde:

i = Relación de transmisión.

n_2 = Velocidad angular de la polea conducida

n_1 = Velocidad angular de la polea motriz

Se recomienda que i para un funcionamiento adecuado sea entre 1 a 6.

$$n_1 = 450 \text{ [RPM]}$$

$$n_2 = 1200 \text{ [RPM]}$$

$$i = 2,67$$

4.3.7.2 Cálculo de la potencia de diseño corregido.

$$P_D = P_m \times C_1$$

Dónde:

P_D = Potencia de diseño corregido.

P_m = Potencia del motor.

C_1 = Factor de servicio ANEXO N

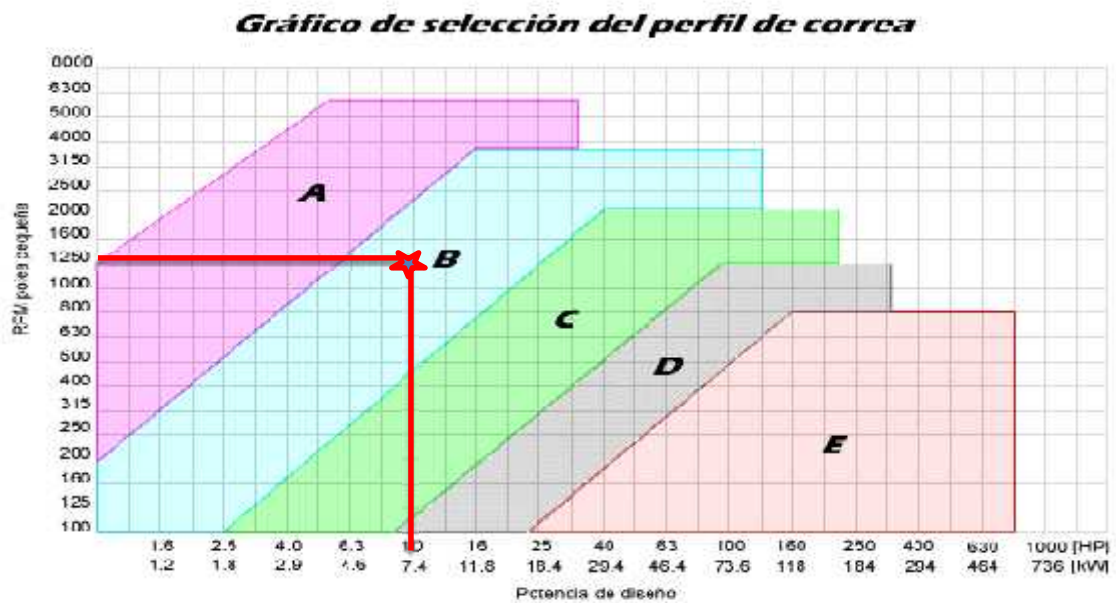
$$C_1 = 1,5$$

$$P_m = 8,8 \text{ [Hp]}$$

$$P_D = 8,8 * 1,5 \text{ [Hp]} = 13,2 \text{ [Hp]}$$

4.3.7.3 Selección de la correa

Figura 62. Curvas para la elección de la sección de la correa



Fuente: Catálogo de correas trapeciales oleostatic PIRELLI

La selección de la banda es de tipo B.

4.3.7.4 Cálculo y selección de las poleas

1) Selección de los diámetros primitivos de las poleas

Escogemos el diámetro de la polea menor $d_p = 125 \text{ [mm]}$ ya que está dentro del rango del tipo **B** que va desde (75-1000) [mm]. ANEXO O.

$$D_p = i * d_p$$

Dónde:

i = Relación de transmisión.

d_p = Diámetro en mm de la polea menor - motriz.

D_p = Diámetro en mm de la polea mayor - conducida.

$$D_p = 2,67 * 125 \text{ [mm]} = 337,5 \text{ [mm]}$$

No existe este diámetro en la tabla por lo que se procede a coger superior a este diámetro.

$$D_p = 340 \text{ [mm]}$$

2) Determinar la distancia entre ejes

- Para i entre 1 a 3

$$C \geq \frac{(i + 1)d_p}{2} + d_p$$

- Para i mayor que 3

$$C \geq D_p$$

Dónde:

C = Distancia entre ejes

D_p = Diámetro de la polea menor-motriz

$$\frac{2,67 + 1}{2} + 125 = 126,8 \text{ mm (MIN)}$$

$$C = 657 \text{ [mm]}$$

$$3(125 + 340) = 1395 \text{ mm (MAX)}$$

3) Determinar la longitud primitiva de la banda

Con estos valores se puede calcular el largo L aproximado de la correa que se necesita.

$$L = (2 * C) + (1,57 * (D_p + d_p)) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 * C}$$

$$L = 2(657) + (1,57(340 + 125)) + [(340 - 125)^2 / 4(657)]$$

$$L = 1314 + (730,05 + 17,59)$$

$$L = 2061,64 \text{ mm}$$

Conociendo este valor y la sección utilizada, se consulta en el ANEXO P, que entrega la identificación de la correa adecuada.

Banda seleccionada

$$\text{N}^\circ 80 \quad L_n = 2079 \text{ mm.}$$

Una vez calculada la longitud **L** de la correa y ser seleccionada **Ln** (longitud normalizada) se debe recalcular definitivamente la distancia entre centros real con la siguiente fórmula:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right|$$

Signo (+) cuando $L < L_n$

Signo (-) cuando $L > L_n$

$$C_c = 657 + \left| \frac{2061,64 - 2079}{2} \right|$$

$$C_c = 665,68 \text{ mm}$$

4.3.7.5 Determinación el arco de contacto menor. Para una transmisión con correa abierta se determina con:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \left(\frac{D_p - d_p}{C_c} \right) > 120^\circ$$

$$\alpha_1 = 180 - 57 \left(\frac{340 - 125}{665,68} \right) > 120^\circ$$

$$\alpha_1 = 161,59^\circ$$

$$\alpha_1 = 138^\circ > 120^\circ$$

4.3.7.6 Potencia transmitida por bandas. Conociendo la velocidad del eje rápido, la relación de transmisión "i" y la sección usada, se consulta la tabla ANEXO Q,

correspondiente a la sección de correa utilizada. Se obtiene de ella la potencia que es capaz de conducir una sola correa P_1 en [HP], este valor se compara con la potencia de diseño para calcular cuántas correas serán necesarias en su transmisión.

Para obtener el valor de P_1 se interpola entre los límites.

[i]	POTENCIAS [HP]
1,5	3,19
2.67	P_1
3	4,13

Entonces se obtiene $P_1 = 3,525 [Hp]$

Para realizar el cálculo final se necesitan dos factores de corrección. El primero es el factor C_2 que considera la longitud de la correa. Se obtiene de una tabla pequeña ubicada en la parte baja de la tabla ANEXO Q correspondiente a la sección, se ingresa a ella por el número de correa o por la longitud.

C_2 : Factor de corrección que considera la longitud de la correa

Para obtener el valor de C_2 se interpola entre los límites.

Número de correa	Factor de corrección (C_2)
75	0,97
80	C_2
85	0,99

Entonces se obtiene $C_2 = 0,96$

4.3.7.7 Velocidad de la banda. La velocidad debe ser lo mayor posible para disminuir la cantidad de correas necesarias en la transmisión pero nunca debe superar la velocidad máxima para que el efecto de la fuerza centrífuga no disminuya la capacidad tractiva de la correa.

$$v = \frac{0,052 \cdot n_1 \cdot D_p}{1000} \leq v_{max}$$

$$v = \frac{0,052 \times 1200 \times 13,38}{1000}$$

$$v = 0,83 \text{ m/s}$$

Donde:

$v_{max} = 25 \dots 30 \text{ m/s}$ para correa de perfil normal.

$v_{max} = 35 \dots 45 \text{ m/s}$ para correa de perfil estrecho.

4.3.7.8 Cálculo del número de correas necesarias. El último factor de corrección C_3 considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. Con los valores de D_p y d_p se consulta la tabla siguiente y se obtiene C_3 . C_3 : Factor de corrección que considera el arco de contacto entre la correa y las poleas.

Tabla 18. Factor C_3

$(D_p - d_p)/C$	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Fuente: Catálogo roflex de correas trapezoidales

Para obtener el valor de C_3 se interpola entre los límites.

Arco de contacto menor [°] Factor de corrección (C_3)

157 0,94

161,59 C_3

163 0,96

Entonces se obtiene $C_3 = 0,95$

Se calcula:

$$Z = P_D / (C_2 * C_3 * P_1)$$

$$Z = \frac{13,2}{(0,96)(0,95)(3,525)}$$

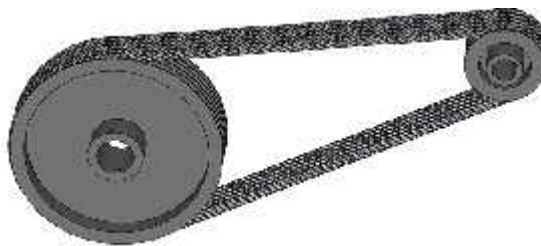
Z: Número de bandas

$$Z = 4,1$$

Donde Z se aproxima al entero superior. $Z = 5$

4.3.7.9 Selección de poleas. Para seleccionarse se deben utilizar los catálogos disponibles, tomando en cuenta el diámetro primitivo, el tipo de banda y número de canales. ANEXO W.

Figura63. Poleas



Fuente: Autores

4.3.7.10 Cálculo de tensiones de la banda

$$\alpha_2 = 180 + 57 \left(\frac{D_P - d_P}{C_C} \right) \quad \text{Si } 57 \left(\frac{D_P - d_P}{C_C} \right) = \beta \text{ en la polea motriz}$$

$$\beta = \frac{1 - 180}{-2} = \frac{161,59 - 180}{-2} \quad \beta = 9,2^\circ$$

$$\alpha_2 = 180 + 57 \left(\frac{340 - 125}{665,68} \right)$$

$$\alpha_2 = 198,4^\circ \quad \alpha_2 = 3,46 \text{ rad}$$

$$f = 0,3\gamma = 34^\circ$$

Dónde:

α_2 = Angulo de contacto en la polea mayor

f = Coeficiente de rozamiento entre la banda y la polea de 0 a 0,5 = 0,3

β = Ángulo de contacto de la banda en la polea donde se va a calcular las tensiones [rad].

= Ángulo de garganta = 38° el rango es (34° a 40°)

La relación de tensiones para bandas trapezoidales está dada por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{f^*}{\text{Sen}(\beta/2)}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{(0,3)(3,46)}{\text{sen}(34/2)}} \quad \frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{1,038}{0,2923}} \frac{T_1}{T_2} = 34,85$$

$$T_1 = 3485 T_2$$

$$6586,87 = (T_1 - T_2) 0,83$$

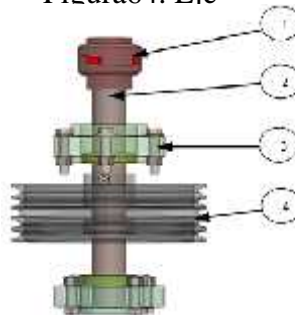
$$7889,29 = T_1 - T_2$$

$$7889,29 = 34,85T_2 - T_2$$

$$T_2 = 233,06 \text{ N} \quad T_1 = 8122,14 \text{ N}$$

4.3.8 Diseño del eje. Antes de hallar las cargas en el eje, se analiza la configuración geométrica apropiada que debe tener el eje para transmitir la rotación al acople y polea. Se considera que en el eje van acoplados dos chumaceras, un acople, una polea.

Figura64. Eje



1.- Acople, 2.- Eje, 3.- Chumaceras, 4.- Polea

Fuente: Autores

Considerando lo expuesto anteriormente el eje debe medir aproximadamente 450 [mm]. La propuesta geométrica es un eje liso con un agujero para fijar la polea:

Figura 65. Eje

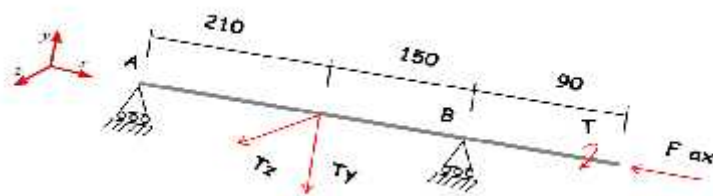


Fuente: Autores

4.3.8.1 Material del eje. El material a utilizar es el acero AISI 304, que es un acero inoxidable y apropiado para este tipo de máquinas de fácil acceso en el mercado nacional. Ver ANEXO F.

4.3.8.2 Cargas soportadas por el eje. El esquema cinemático del eje motriz es el siguiente, Ver figura 66.

Figura 66. Diagrama de cuerpo libre



Fuente: Autores

Donde:

T_y y T_z : Cargas producidas en la polea conducida y transmitidas al eje.

$R_{Axy}, R_{Axz}, R_{Bxy}, R_{Bxz}$, Reacciones en los apoyos del eje.

T : Torque

F_{ax} : Fuerza axial

- **Reacciones producidas por la polea**

Para determinar las reacciones producidas por la transmisión se utilizan las ecuaciones 43 y 44.

$$T_z = (T_1 - T_2) * \sin(\beta)$$

$$T_y = (T_1 + T_2) * \cos(\beta)$$

Dónde:

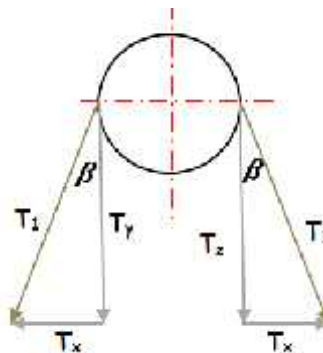
β : Ángulo comprendido entre la polea analizada y la banda. Ver figura 50.

$$\beta = 9,2^\circ$$

$$T_1 = 8122,14 [N]$$

$$T_2 = 233,06 [N]$$

Figura 67. Diagrama de fuerzas en la polea



Fuente: Autores

Reemplazando valores se tiene que las tenciones en los planos xy y xz son:

$$T_y = (8122,14 [N] + 233,06 [N]) * \cos 9,2[^\circ]$$

$$T_y = 8247,72 [N]$$

$$T_z = (8122,14 [N] - 233,06 [N]) * \sin 9,2[^\circ]$$

$$T_z = 1261,31 [N]$$

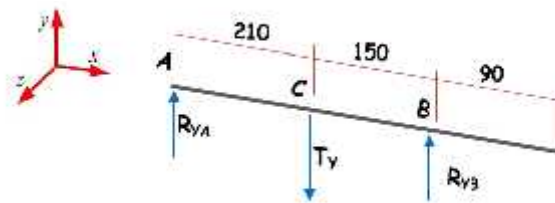
- **Torque suministrado.**

$$T = 139,78[Nm]$$

Distribución de cargas en el plano $x - y$

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano $x - y$ se distribuyen como se muestra en la figura 68.

Figura 68. Distribución de cargas en el plano $x - y$, de



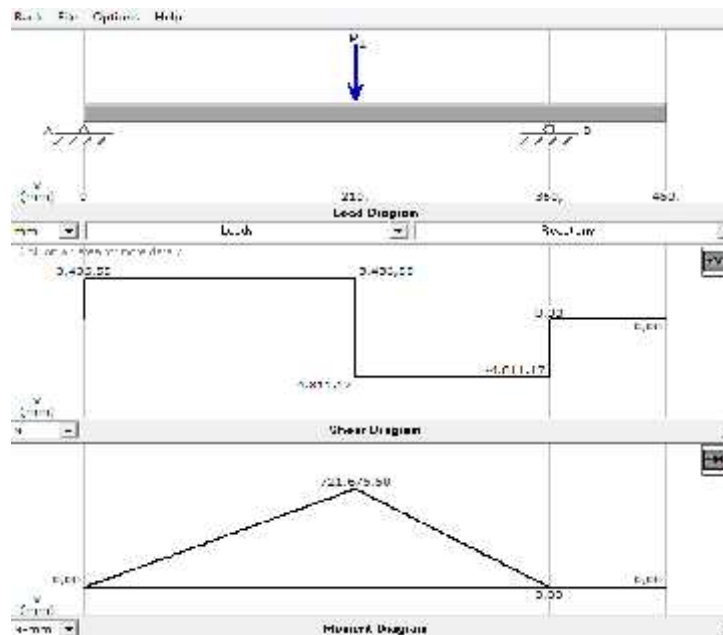
Fuente: Autores

Cargas:

$$T_y = 33,3 [N]$$

Para calcular el cortante y momento máximo se utiliza el programa MDSolids 2.6, obteniendo los siguientes resultados, ver figura 69.

Figura 69. Diagramas de cargas, momentos y cortante del eje motriz, plano $x - y$.



Fuente: MDSolids 2.6.

De donde se tiene los siguientes valores:

$$R_{A_{xy}} = 3436,55 \text{ [N]} \downarrow$$

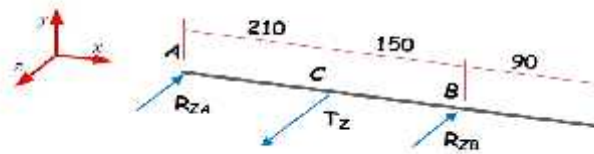
$$R_{B_{xy}} = 4811,17 \text{ [N]} \uparrow$$

$$M_{max} = 721675,5 \text{ [Nm]}$$

Distribución de cargas en el plano $x - z$.

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano $x - z$ se distribuyen como se muestra en la figura 70:

Figura70. Distribución de cargas en el plano $x - z$ eje.



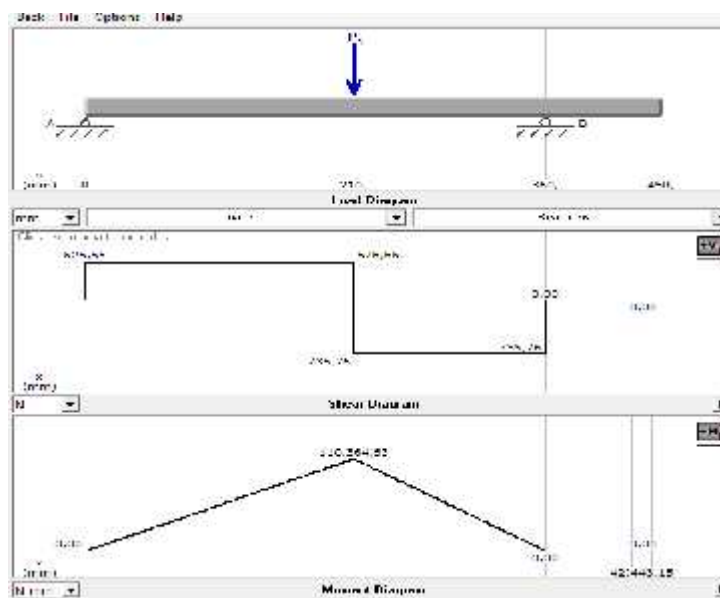
Cargas:

Fuente: Autores

$$T_z = 1261,31 \text{ [N]}$$

Para calcular el cortante y momento máximos se utiliza el programa MDSolid 2.6, obteniendo los siguientes resultados, ver figura 71.

Figura 71. Diagramas de cargas, momentos y cortante de eje motriz, plano $x - z$.



Fuente: MDSolids 2.6.

$$R_{Axz} = 525,75 [N]$$

$$R_{Bxz} = 735,56 [N]$$

$$M_{III} = 110364,63 [Nm]$$

Considerando los valores del momento flector en los dos planos se considera que el análisis se lo realizara en el apoyo C.

Momentos flectores en los planos $x - y$ y $x - z$ en el apoyo C:

$$M_{m\acute{a}x_{xy}} = 721675,5 [Nm]$$

$$M_{m\acute{a}x_{xz}} = 110364,63 [Nm]$$

Según la ecuación 45, el momento máximo resultante en el punto C es:

$$M_{Cn\acute{a}x} = \sqrt{M_{m\acute{a}x_{xy}}^2 + M_{m\acute{a}x_{xz}}^2}$$

$$M_{Cn\acute{a}x} = 730,2 [Nm]$$

4.3.8.3 Diseño estático del eje. Con la ecuación 46. del esfuerzo equivalente de von Mises Hencky, se realiza un análisis de los esfuerzos a los que está sometido el eje y se tiene:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_{ax})^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2}$$

Además se conoce que:

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n}$$

Considerando que existen esfuerzos de torsión, flexión y axiales e igualando a la ecuación 46 queda:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_{ax})^2 + 3(\tau)^2} = \frac{S_y}{n} \quad (72)$$

Dónde:

n : Coeficiente de seguridad.

S_y : Limite de fluencia del material. Corresponde al acero AISI 304, igual 241 [MPa].

ANEXO F.

σ_f : Esfuerzo a flexión del elemento.

σ_{ax} : Esfuerzo axial.

τ : Esfuerzo a torsión.

Con la ecuación 49, se calcula el esfuerzo máximo a flexión:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot 730,2}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\sigma_f = \frac{7437,76}{(d)^3}$$

Esfuerzo axial máximo

$$\sigma_{ax} = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d^2} \quad (73)$$

Dónde:

σ_{ax} = Esfuerzo axial

F_{ax} = Fuerza axial

d = Diametro del eje

$$\sigma_{ax} = \frac{4 \cdot 249,3}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{317,42}{d^2}$$

Con la ecuación 50, se calcula el esfuerzo máximo a torsión:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 139,78}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\tau = \frac{711,89}{(d)^3}$$

Por tanto:

$$\sqrt{\left(\frac{317,42}{(d)^2} + \frac{7437,76}{(d)^3}\right)^2 + 3\left(\frac{711,89}{(d)^3}\right)^2} = \frac{241 [MPa]}{n}$$

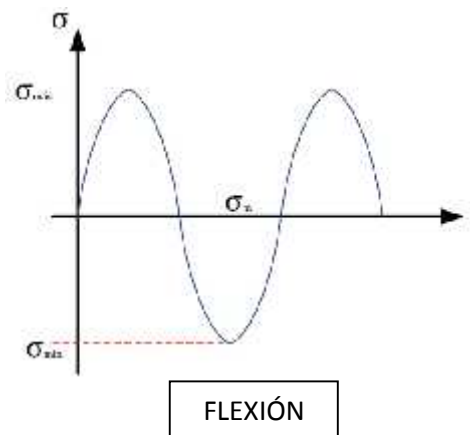
Si nos asumimos un diámetro del eje $d = 60mm$

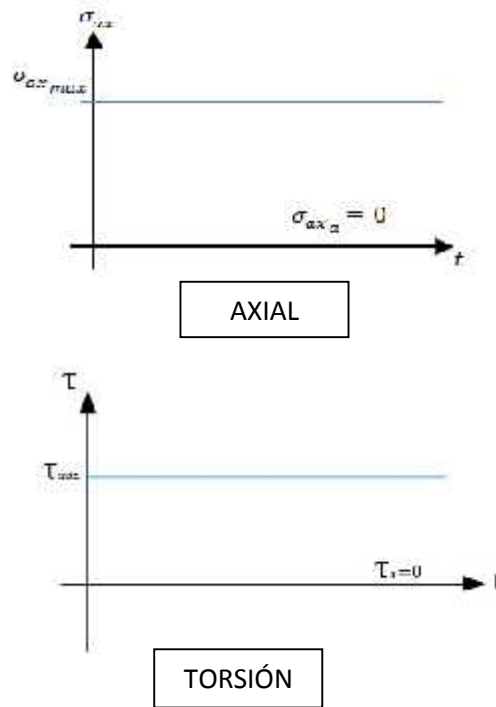
$$n = 6,86 \text{ OK!!}$$

El factor de seguridad determinado típico de un análisis estático es aceptable según recomienda Shigley, J. en su libro (Diseño en Ingeniería Mecánica). Porque $n > 1$ el diseño es adecuado.

4.3.8.4 Diseño del eje a fatiga. Para este diseño, se considera la fluctuación de los esfuerzos como se muestra en la figura 72.

Figura 72. Variación del esfuerzo en el eje motriz.





Fuente: Autores.

- **Esfuerzo normal alterante:**

$$\sigma_a = \frac{32 * M_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 730,2}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\sigma_a = \frac{7437,76}{(d)^3}$$

En el caso particular el esfuerzo medio es:

$$\sigma_m = 0$$

- **Esfuerzo de torsión media:**

$$\tau_{tm} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{tm} = \frac{16 * 139,78}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\tau_{tm} = \frac{711,89}{(d)^3}$$

- El esfuerzo axial medio en el eje será:

$$\sigma_a = 0$$

$$\sigma_{axm} = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d^2} \quad (74)$$

Dónde:

σ_{axm} : Esfuerzo axial medio

F_{ax} : Fuerza axial 249,3 [N].

$$\sigma_{axm} = \frac{4 \cdot 249,3}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_{axm} = \frac{317,42}{d^2}$$

Se tiene un caso de esfuerzos combinados, para lo cual se utilizarán los esfuerzos equivalentes de Von Mises Hencky.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa} + \sigma_{axa})^2 + 3(\tau_{ta} + \tau_{ca})^2}$$

$$\sigma_{eqn} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\left(\frac{7437,76 [MF]}{(d)^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \frac{7437,76}{(d)^3}$$

$$\sigma_{eqn} = \sqrt{(\sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2}$$

$$\sigma_{eqn} = \sqrt{\left(\frac{317,42}{d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{711,89}{(d)^3}\right)^2}$$

4.3.8.5 Límite de fatiga. Se determina la resistencia a la fatiga, utilizando para ello la ecuación de *Marín*, ecuación 55:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e$$

$$S'_e = 0,5 S_{ut}$$

Si el material AISI 304 posee un esfuerzo último, igual $S_{ut} = 586 [MF]$; se tiene que:

$$S'_e = 0,5 \cdot 586 [MF]$$

$$S'_e = 293 [MF]$$

4.3.8.6 Factores de mayoración de esfuerzos. Tomando los mismos conceptos manejados para el eje secundario se determinan los valores de cada uno de los factores resumiéndolos así:

Tabla 19. Factores de mayoración de esfuerzos

Factor	Valor	Parámetro	Fuente
k_a	0,75	$S_{ut} = 586 [MF]$	Ecuación (38), Tabla 10
k_b	0,66	$d = 60 [mm]$	Tabla 11
k_c	0,897	Confiabilidad 99%	Tabla 12
k_d	1	Temperatura 45 [°C]	Tabla 13

Fuente: Autores

k_e , factor de concentración de esfuerzos.

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = q (k_t - 1) + 1$$

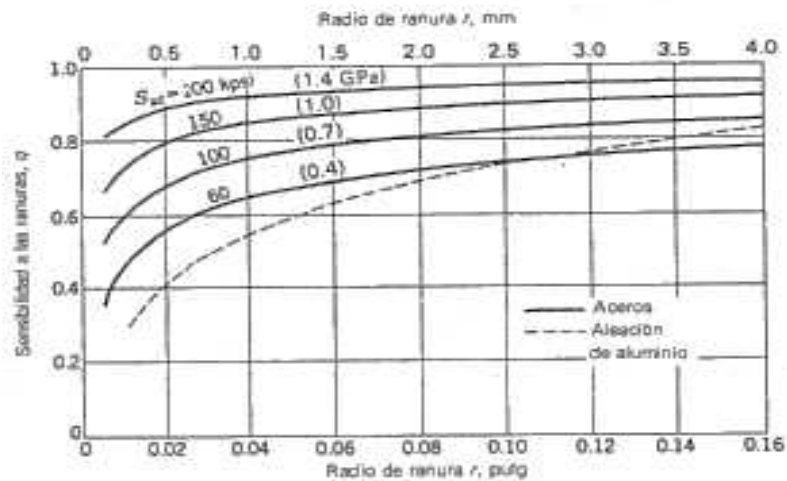
Dónde:

k_f : Coeficiente de mayoración de esfuerzos. .

q : Coeficiente de sensibilidad de ranura. Ver figura 73.

k_t : Factor por configuración geométrica del elemento (va de 0 a 3)

Figura 73. Sensibilidad a las ranuras



Fuente: Shigley's Mechanical Engineering – Eighth Edition – Pág. 290.

Con $r = 0,02$ [in] de ranura y $S_{ut} = 85$ [Kpsi], se tiene:

$$q = 0,7$$

Si se considera que $k_t = 2,15$, para ejes con ranuras sometidas a esfuerzos combinados de flexión y torsión. Según recomienda (SHIGLEY, 2006 p. 387).

$$k_f = 0,7(2,15 - 1) + 1$$

$$k_f = 1,88$$

El factor de concentración de esfuerzos es $k_e = 0,5$.y reemplazando valores se tiene:

$$S_e = 0,75 \quad 0,66 * 0,897 \quad 1 * 0,5 \quad 586 [MF]$$

$$S_e = 68,99 [MF]$$

Esfuerzos de Goodman, según la ecuación 54.

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\frac{7437,76}{(d)^3}}{68,99 [MPa]} + \frac{\sqrt{\left(\frac{317,42}{d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{711,89}{(d)^3}\right)^2}}{586 [MPa]} = \frac{1}{n}$$

Si nos asumimos un diámetro del eje $d = 60mm$

Por tanto se tiene un coeficiente de seguridad igual a:

$$n = 1,99 \quad \text{ok! Es aceptable}$$

Los valores mostrados indican que el eje es confiable tanto en estática como en carga dinámica. Considerando que debe ser $n > 1$ según es recomendado por (Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica).

Por lo tanto el eje principal a usar tiene un diámetro 60 [mm] en acero AISI 304. Revisar las características en el anexo indicado.

4.3.9 Selección del rodamiento. Las cargas que actúan sobre este rodamiento son estáticas y dinámicas ya que existe la presencia de esfuerzo axial, momento flector en el eje y un momento torsor constante, por lo tanto existe fatiga. Se selecciona un rodamiento NTN rígido de bolas de la serie 62 Ver ANEXO S, ya que este tipo de rodamientos se puede conseguir en chumaceras.

Como la carga sobre el rodamiento es una carga estática y se puede despreciar las fuerzas radiales, entonces:

Para la selección de los rodamientos, es necesario determinar la capacidad de carga de estos elementos, los cuales deben contar con un agujero interno de 60 [mm] y una vida útil aproximada de 15.000 [h] (Trabajo ligero de 8 horas diarias por 20 días al mes y 10 años de servicio, ANEXO H. la velocidad de giro del rotor corresponde a 450 rpm.

- **Cargas en los rodamientos.**

$$P_r = x \cdot F_r + y F_a$$

Dónde:

P_r : Carga estatica equivalente [N].

F_r : Carga radial real [N].

F_a : Carga axial real [N].

x: Factor radial.

y: Factor axial.

$$F_r = 4811,17 \text{ [N]}$$

$$F_a = 249,3 \text{ [N]}$$

$$x = 1 \quad y = 0$$

$$P_r = x \cdot F_r + y F_a$$

$$P_r = 1 * (4811,17) + 0 F_a$$

$$P_r = 4811,17$$

- **Ecuación del factor de esfuerzo dinámico**

La capacidad de carga dinámica requerida está dada por la siguiente ecuación; y reemplazando valores se tiene:

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} * P$$

Si la máquina va a trabajar 15000 [h], el factor de esfuerzo estático es ver anexo H:

$$f_l = 3,1$$

Para una velocidad de 175[rpm], el factor de velocidad de giro es ver anexo H:

$$f_n = 0,43$$

$$C_{req} = \frac{3,1}{0,43} \cdot 4811,17 \text{ [N]}$$

$$C_{req} = 6413,99 \text{ [N]}$$

- **Análisis estático.**

Carga estática equivalente

$$P_o = F_r, \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$$

$$P_{or} = x_o \cdot F_r + y_o F_a$$

$$x_o = 0,6$$

$$y_o = 0,5$$

$$P_{or} = 0.6(4811.17) + 0.5(249.3)$$

$$P_o = 3011,352[N]$$

Para calcular la capacidad de carga estática se toma en cuenta que para una exigencia normal el factor de esfuerzo estático es $f_s=1$ (ver ANEXO I), según la ecuación

$$C_o = f_s \cdot P_o$$

$$C_o = 1(3011,352N)$$

$$C_o = 3011,352N = 3KN$$

De catálogos se selecciona el rodamiento adecuado el cual cumpla con los requerimientos de la máquina.

Con la carga estática se busca en el ANEXO S, un rodamiento con la siguiente denominación:

Selección:

Rodamientos NTN.

Denominación: 6912

$$d = 60 [mm]$$

$$B = 13 [mm]$$

$$D = 85 [mm]$$

Además se obtienen:

$$C_{\text{tabla}} = 16,4 \text{ [KN]}$$

$$C_{o\text{tabla}} = 14,3 \text{ [KN]}$$

Comparando los valores tabulados con los requeridos, se comprueba que:

$$C_{o\text{req}} \leq C_{o\text{tabla}} \quad \rightarrow 3 \text{ [KN]} \leq 14,3 \text{ [KN]} \text{ ok!}$$

$$C_{\text{req}} \leq C_{\text{tabla}} \quad \rightarrow 6,4 \text{ [KN]} \leq 16,4 \text{ [KN]} \text{ ok!}$$

Entonces se puede decir que la selección es la correcta según recomienda, (HAMROCK, 2000).

También se debe seleccionar el tipo de soporte o chumacera ANEXO J:

Selección:

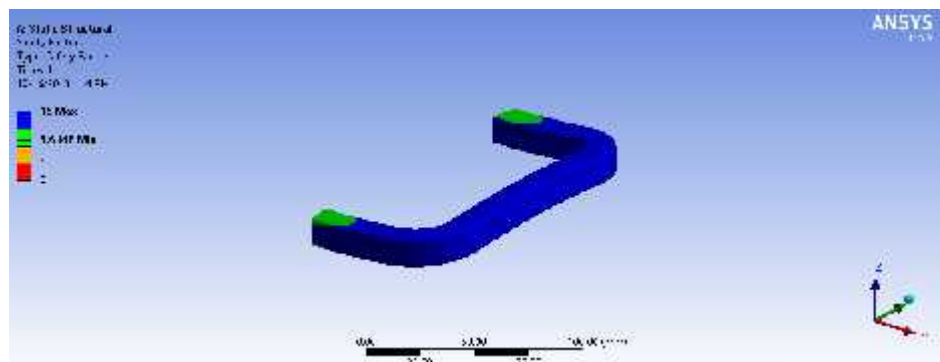
Soporte de pie, de fundición gris. Denominación: UCFCX17T1

4.3.10 Validación en software

4.3.10.1 Verificación de diseño de las manillas del cilindro. Aplicando una carga equivalente, al peso del cilindro, a la cantidad de plástico a ser lavado y del agua que este contiene, se calculan las deformaciones en las manillas del cilindro de donde se sujeta a éste para sacarle de la máquina.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 74. Manilla del cilindro, coeficiente de seguridad



Fuente: Autores

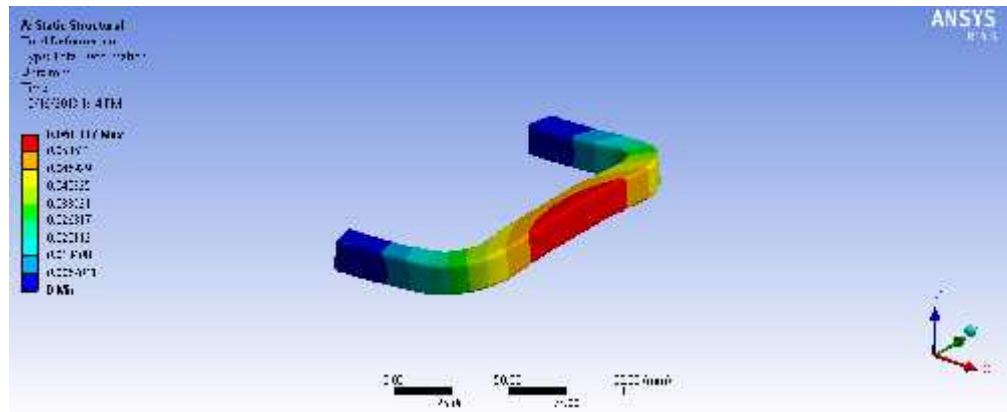
De la figura anterior se tiene:

$$n = 6,61 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 75. Manilla del cilindro, deformación.

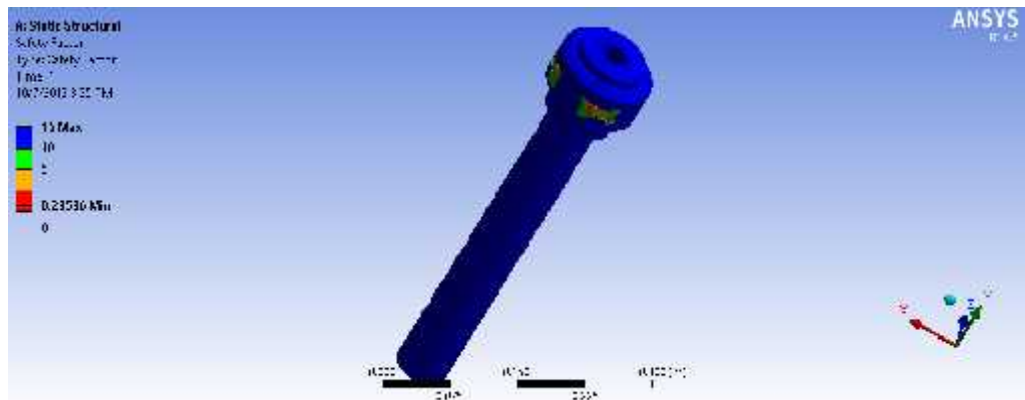


Fuente: Autores

4.3.10.2 Verificación del eje. Aplicando las diferentes fuerzas que intervienen en el eje, se analiza el factor de seguridad y la deformación que se presenta ya que es el elemento que transmite el movimiento al cilindro.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 76. Eje. Factor de seguridad



Fuente: Autores

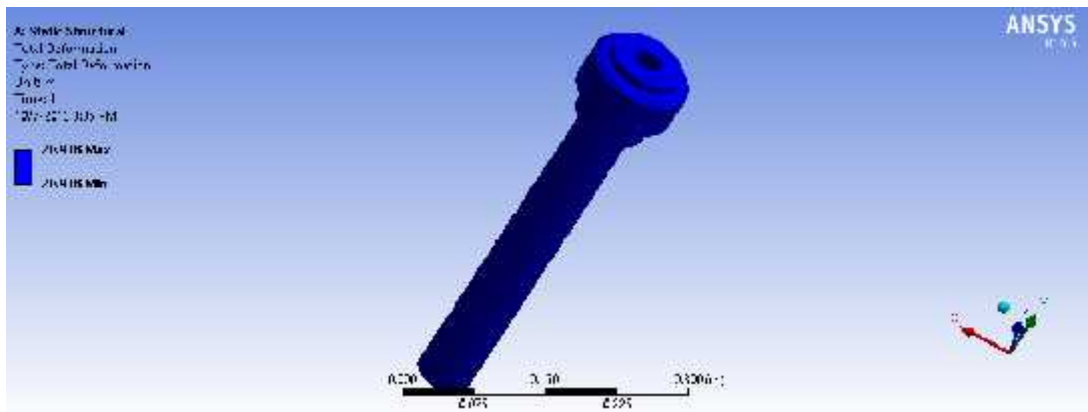
De la figura anterior se tiene que el coeficiente de seguridad es inferior donde se produce la unión del acople tipo Siemens, pero es un acople desmontable así que, la importancia radica en la zona azul que tiene un:

$$n = 10 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente. Lo que podemos observar que la mayor deformación que sufre el eje es donde se aloja el volante de inercia.

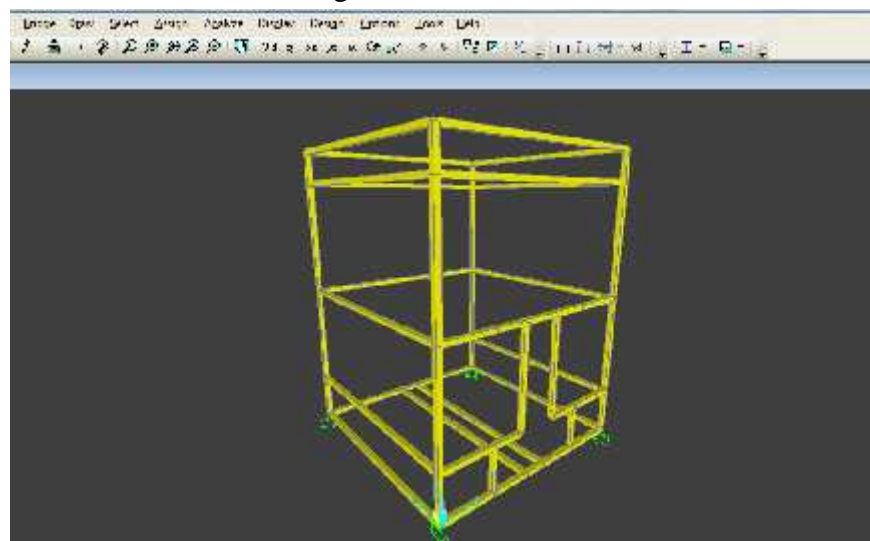
Figura 77. Eje. Análisis deformación.



Fuente: Autores

4.3.10.3 Verificación de diseño de la estructura. Aplicando las cargas que actúan en la estructura, se calculan las deformaciones que estos perfiles sufren.

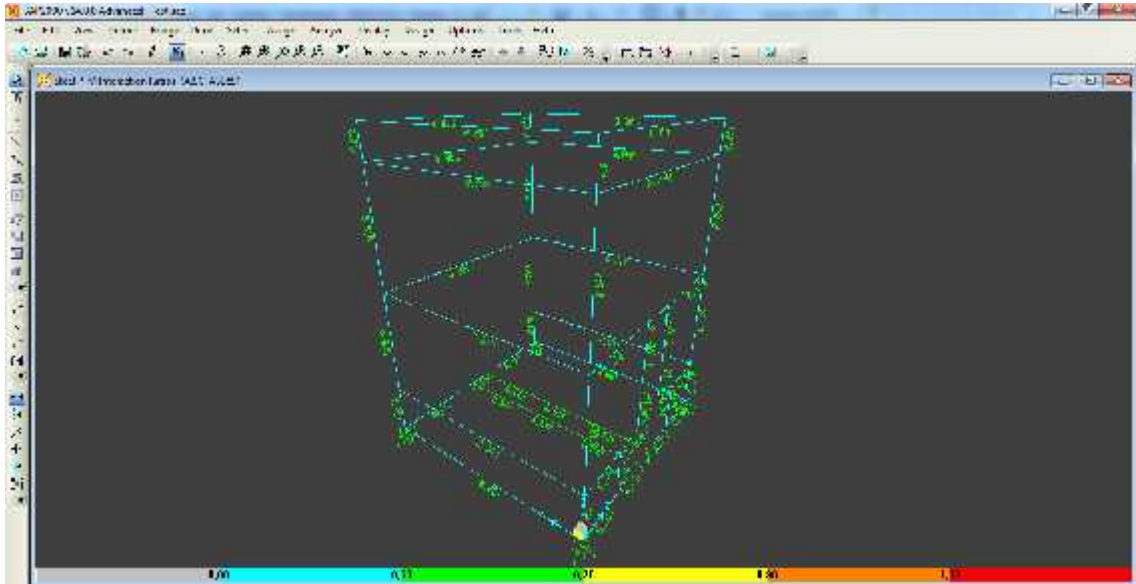
Figura 78. Estructura



Fuente: Autores

Los datos que se obtienen en el software no debe exceder de 1 siendo así nuestra estructura se encuentra en un valor permisible que está entre 0,0 y 0,5. Como se muestra en la siguiente figura.

Figura 79. Estructura análisis de deformación



Fuente: Autores

4.4 Diseño de la aglutinadora de fundas y plástico blando

4.4.1 Generalidades. Los elementos que conforman la aglutinadora de fundas de plástico varían de acuerdo a las consideraciones que el fabricante plantee. Es importante mencionar estos aspectos ya que el mismo puede ser diseñado de forma diferente, por lo tanto es necesario comprender el funcionamiento de todos los elementos que lo componen.

Está compuesto de los siguientes elementos ver la figura 80.

Para el diseño de la aglutinadora de plástico se comienza calculando fuerza de desgarre que se necesita para romper una funda plástica.

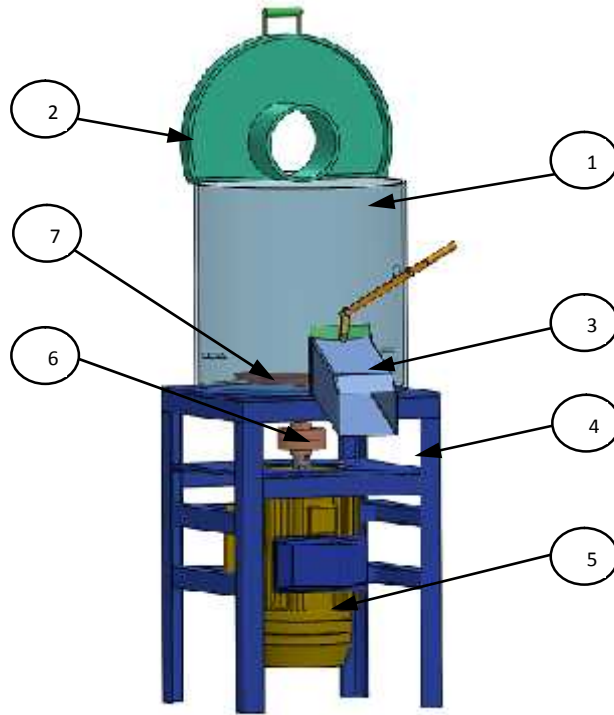
En el laboratorio de resistencia de materiales de la escuela de Ing. Mecánica, utilizando la máquina universal, llegamos a la conclusión, que la fuerza promedio de desgarre necesaria para romper una funda plástica, la más gruesa que se encuentra en el mercado es de 12 kgf.

$$F_m = 12kgf$$

$$F_D = F_m * g$$

$$F_D = 12Kg * 9,8 \frac{m}{s^2} = 117,6N$$

Figura 80. Aglutinadora de fundas y plástico blando



1.-Cilindro, 2.- Tapa, 3.- Tolva de descarga, 4.- Estructura,
5.- Motor eléctrico, 6.- Acople, 7.- Eje y Cuchillas

Fuente: Autores

Seleccionamos el material de la cuchilla que realizara el corte de las fundas, el más adecuado es de marca bohler K 100 de fácil acceso en el mercado nacional. ANEXO X

$$\delta = 7700 \frac{Kg}{m^3}$$

La aglutinadora trabajara a una velocidad angular $\omega = 1800 \text{ rpm o } 188,5 \text{ rad/s}$

4.4.2 Potencia. El par motor o torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia. La potencia desarrollada por el par motor es proporcional a la velocidad angular del eje de transmisión, viniendo dada por la

ecuación 21.

$$P = M \cdot \omega$$

Dónde:

$P = \text{Potencia } W$

$M = \text{Momento o torque (par motor) } N \cdot m$

$\omega = \text{velocidad angular } \text{rad}/s$

El momento o torque está en función de la inercia total I_T y la aceleración angular ecuación 22.

$$M = I_T \alpha$$

Reemplazando tenemos:

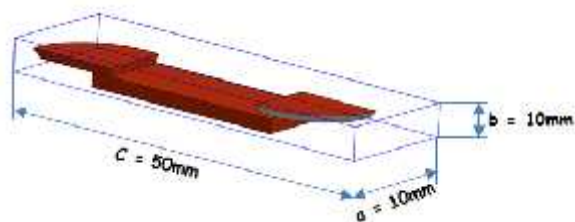
$$P = I_T \frac{\omega}{t} \cdot \omega = \frac{I_T \omega^2}{t}$$

$$P = \frac{I_T \cdot \omega^2}{t}$$

Debemos tomar encuentra el tiempo promedio en el que un motor eléctrico tarda en arrancar y alcanzar su par máximo en este caso será $t = 3\text{seg}$

4.4.2.1 Inercia. Se analizara la inercia de las cuchillas

Figura 81. Cuchillas



Fuente: Autores

$$I_c = \frac{1}{12} M_c (a^2 + c^2) \quad (75)$$

$$M_c = \rho \cdot V \quad (76)$$

$$V = a * b * c = (0,1 \ 0,01 \ 0,5)m^3 \quad (77)$$

$$M_c = 7700 \frac{kg}{m^3} * (0,1 \ 0,01 \ 0,5)m^3$$

$$M_c = 3,85 \ kg$$

$$I_c = \frac{1}{12} 3,85((0,1)^2 + (0,5)^2)$$

$$I_c = 0,08 \ kgm^2$$

Reemplazando los datos obtenidos encontramos la potencia para mover las cuchillas:

$$P_c = \frac{(0,08kgm^2)(188,5 \ rad/s)^2}{3s}$$

$$P_c = 947,52 \ W$$

$$P_c = 1,3 \ HP$$

Calculamos la potencia necesaria para desgarrar las fundas, si tomamos en cuenta que por cada revolución de la cuchilla se desgarran 5 fundas al mismo tiempo

$$F_D = 117,6N * 5 = 588 \ N$$

$$T = F_D * r_c \quad (78)$$

$$r_c = \frac{c}{2} = \frac{0,5}{2} = 0,25m$$

$$T = 588 \ N(0,25m)$$

$$T = 147 \ Nm$$

$$P_D = T \ N \quad (79)$$

$$P_D = 147Nm \ 188,5 \ rad/s$$

$$P_D = 27709,5 \ W = 37,14 \ HP$$

4.4.3 Selección del motor. Se selecciona un motor eléctrico de la marca SIEMENS que tiene las siguientes características (Ver ANEXO Y):

Motor 4 polos trifásico tipo ILA5 187

TAMAÑO = 180 L

POTENCIA = 40HP

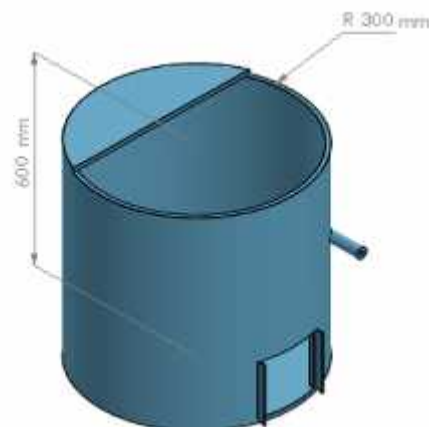
EFICIENCIA 92.5%

VELOCIDAD = 1800rpm

$F_s = 1,05$

Dimensionamos el tamaño del tambor que contendrá el material a ser aglutinado, considerando que la longitud de las cuchillas es 50 cm, el diámetro del tambor será de 60 cm y su altura está en función al volumen que se va aglutinar, siendo de 60 cm de alto.

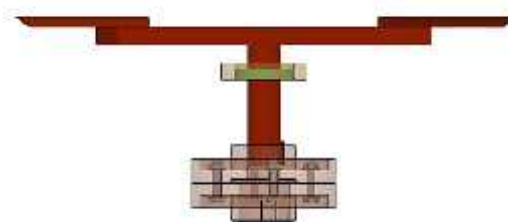
Figura 82. Cilindro



Fuente: Autores

4.4.4 Diseño del eje. Antes de hallar las cargas en el eje, se analiza la configuración geométrica apropiada que debe tener el eje para transmitir la rotación al acople. Se considera que en el eje están un acople y un rodamiento.

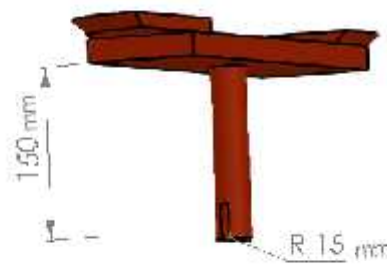
Figura 83. Eje



Fuente: Autores

Considerando lo expuesto anteriormente el eje debe medir aproximadamente 150 [mm].

Figura 84. Dimensiones del Eje



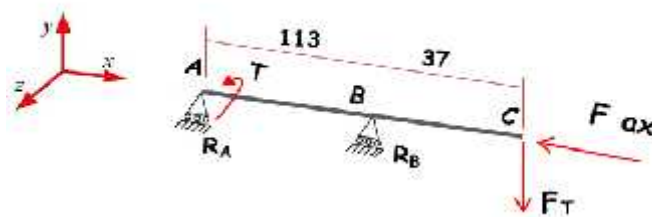
Fuente: Autores

La propuesta geométrica es un eje liso con una ranura para la clavija para fijar el acople.

4.4.4.1 Material del eje motriz. El material a utilizar es el acero AISI 1020, que es un acero de transmisión y apropiado para este tipo de máquinas de fácil acceso en el mercado nacional. Ver ANEXO R.

4.4.4.2 Cargas soportadas por el eje. El esquema cinemático del eje motriz es el siguiente, Ver figura 85.

Figura 85. Diagrama de cuerpo



Fuente: Autores

Dónde:

F_T : Fuerza tangencial.

R_A, R_B , Reacciones en los apoyos del eje.

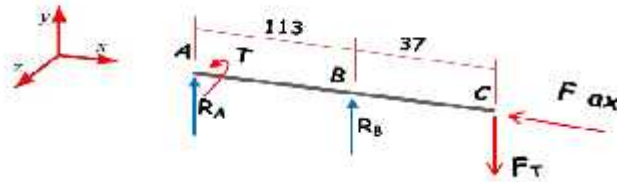
T : Torque

F_{ax} : Fuerza axial

Distribución de cargas en el plano $x - y$

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano $x - y$ se distribuyen como se muestra en la figura 86.

Figura 86. Distribución de cargas en el plano $x - y$ del eje



Fuente: Autores

Cargas:

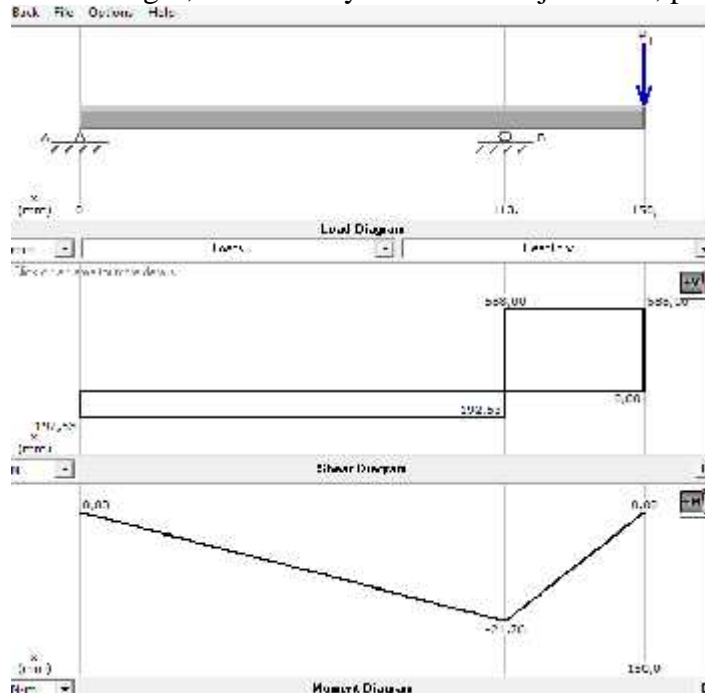
$$F_T = 588 \text{ [N]} \downarrow$$

$$M_T = 147 \text{ Nm}$$

$$F_{AX} = 37,83 \text{ [N]}$$

Para calcular el cortante y momento máximos se utiliza el programa MDSolids 2.6, obteniendo los siguientes resultados, ver figura 87.

Figura 87. Diagramas de cargas, momentos y cortante del eje motriz, plano $x - y$.



Fuente: MDSolids 2.6.

De donde se tiene los siguientes valores:

$$R_A = 192,53 [N] \uparrow$$

$$R_B = 780,53 [N] \uparrow$$

$$M_{max} = 21,756 [Nm]$$

4.4.4.3 Diseño estático del eje. Con la ecuación del esfuerzo equivalente de von Mises Hencky, se realiza un análisis de los esfuerzos a los que está sometido el eje y se tiene:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_{ax})^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2}$$

Además se conoce que:

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n}$$

Considerando que existen esfuerzos de torsión, flexión y axiales e igualando a la ecuación 46 queda:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_{ax})^2 + 3(\tau)^2} = \frac{S_y}{n}$$

Dónde:

n : Coeficiente de seguridad.

S_y : Límite de fluencia del material. Corresponde al acero AISI 1020, igual 205[MP].

σ_f : Esfuerzo a flexión del elemento.

τ : Esfuerzo a torsión.

Con la ecuación 49, se calcula el esfuerzo máximo a flexión:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot 21,756}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\sigma_f = \frac{221,60}{(d)^3}$$

Esfuerzo axial máximo ecuación 72.

$$\sigma_{ax} = \frac{4 * F_{ax}}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{4 * 37,73}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{48,04}{d^2}$$

Con la ecuación 50, se calcula el esfuerzo máximo a torsión:

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * (d)^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 147}{\pi * (d)^3}$$

$$\tau = \frac{748,66}{(d)^3}$$

Por tanto:

$$\sqrt{\left(\frac{48,04}{(d)^2} + \frac{221,60}{(d)^3}\right)^2 + 3\left(\frac{748,66}{(d)^3}\right)^2} = \frac{241 [MPa]}{n}$$

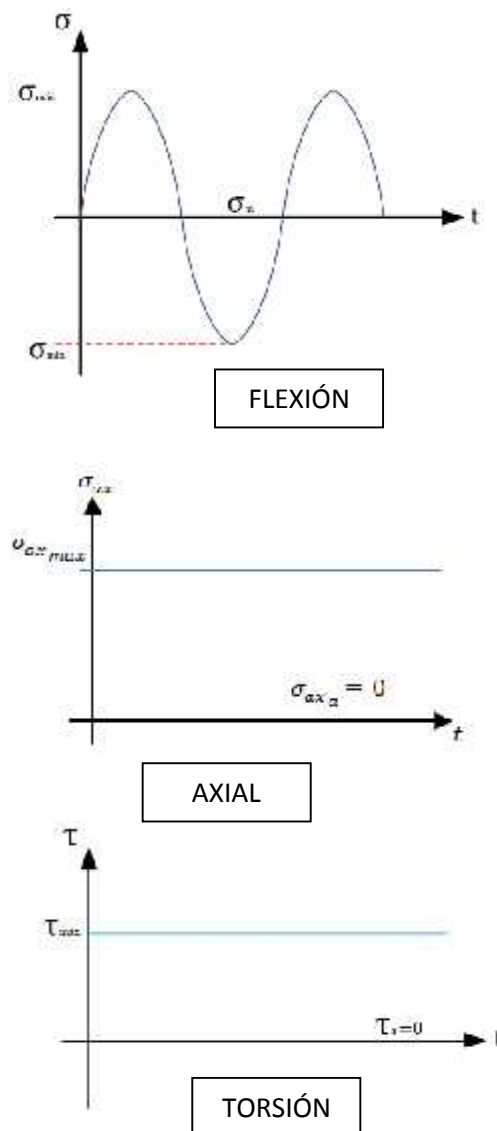
Si nos asumimos un diámetro del eje $d = 30mm$

$$n = 3,65 \text{ OK!!}$$

El factor de seguridad determinado típico de un análisis estático es aceptable según recomienda Shigley, J. en su libro (Diseño en Ingeniería Mecánica). Porque $n > 1$ el diseño es adecuado.

4.4.4.4 Diseño del eje a fatiga. Para este diseño, se considera la fluctuación de los esfuerzos como se muestra en la figura 88.

Figura 88. Variación del esfuerzo en el eje motriz.



Fuente: Autores

Esfuerzo normal alternante:

$$\sigma_a = \frac{32 * M_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 * 21,756}{\pi * (d)^3}$$

$$\sigma_a = \frac{221,60}{(d)^3}$$

En el caso particular el esfuerzo medio es:

$$\sigma_m = 0$$

Esfuerzo de torsión media:

$$\tau_{tm} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

Dónde:

τ_{tm} : Esfuerzo alternante amplitud expresado en [MPa]

T : Momento torsor máximo. Igual a 147 [Nm].

El esfuerzo de torsión en el eje será:

$$\tau_{tm} = \frac{16 \cdot 147}{\pi \cdot (d)^3}$$

$$\tau_{tm} = \frac{748,66}{(d)^3}$$

El esfuerzo axial medio en el eje será:

$$\sigma_a = 0$$

$$\sigma_{axm} = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d^2}$$

Dónde:

σ_{axm} : Esfuerzo axial medio [MPa]

F_{ax} : Fuerza axial 249,3 [N].

$$\sigma_{axm} = \frac{4 \cdot 37,73}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_{axm} = \frac{48,04}{d^2}$$

Se tiene un caso de esfuerzos combinados, para lo cual se utilizarán los esfuerzos equivalentes de Von Mises Hencky.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa} + \sigma_{axa})^2 + 3(\tau_{ta} + \tau_{ca})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\left(\frac{221,60}{(d)^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \frac{221,60}{(d)^3}$$

y,

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\left(\frac{48,04}{d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{748,66}{(d)^3}\right)^2}$$

4.4.4.5 Límite de fatiga. Se determina la resistencia a la fatiga, utilizando para ello la ecuación de *Marín*, Ec. 55

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e$$

$$S'_e = 0,5 \quad S_{ut}$$

Si el material AISI 1020 posee un esfuerzo último, igual $S_{ut} = 380 [MF]$; se tiene que:

$$S'_e = 0,5 \quad 380 [MF]$$

$$S'_e = 190 [MF]$$

4.4.4.6 Factores de mayoración de esfuerzos. Tomando los mismos conceptos manejados para el eje secundario se determinan los valores de cada uno de los factores resumiéndolos así:

Tabla 20. Factores de mayoración de esfuerzos

Factor	Valor	Parámetro	Fuente
$\frac{S_{ut}}{S_{ut}} \cdot \frac{K_{ts}}{K_{ts}}$	0,75	$\frac{S_{ut}}{S_{ut}} = 586 \left[\frac{mm}{mm} \right]$	Ecuación (38), Tabla 10
$\frac{K_{ts}}{K_{ts}}$	0,84	$\frac{K_{ts}}{K_{ts}} = 30 \left[\frac{mm}{mm} \right]$	Tabla 11
$\frac{K_{ts}}{K_{ts}}$	0,897	Confiabilidad 99%	Tabla 12
$\frac{K_{ts}}{K_{ts}}$	1	Temperatura 45 [°C]	Tabla 13

Fuente: Autores

k_e , factor de concentración de esfuerzos.

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = q (k_t - 1) + 1$$

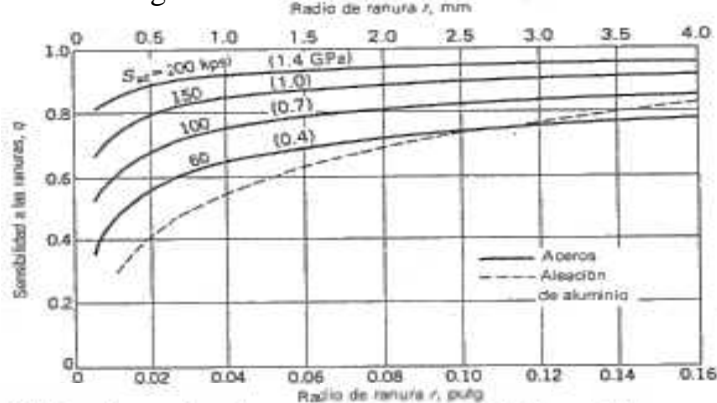
Dónde:

k_f : Coeficiente de mayoración de esfuerzos. .

q : Coeficiente de sensibilidad de ranura. Ver figura 89.

k_t : Factor por configuración geométrica del elemento (va de 0 a 3)

Figura 89. Sensibilidad a las ranuras



Fuente: Shigley's Mechanical Engineering – Eighth Edition – Pág. 290.

Con $r = 0,02$ [in] de ranura y $S_{ut} = 55$ [Kpsi], se tiene: $q = 0,7$

Si se considera que $k_t = 2.05$, para ejes con ranuras sometidas a esfuerzos combinados de flexión y torsión. Según recomienda (SHIGLEY, 2006 p. 387).

$$k_f = 0,7(2,05 - 1) + 1$$

$$k_f = 1,73$$

El factor de concentración de esfuerzos es $k_e = 0.58$. y reemplazando valores se tiene:

$$S_e = 0,75 \cdot 0,84 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 380 [MF]$$

$$S_e = 96,69 [MF]$$

Esfuerzos de Goodman, según la ecuación 54.

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\frac{221,60}{(d)^3}}{96,69 [MPa]} + \frac{\sqrt{\left(\frac{48,04}{d^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{748,66}{(d)^3}\right)^2}}{380 [MF]} = \frac{1}{n}$$

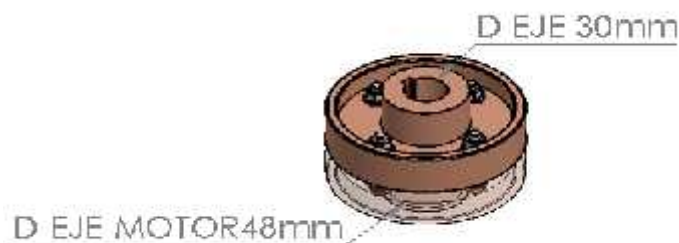
Si nos asumimos un diámetro del eje $d = 30mm$

Por tanto se tiene un coeficiente de seguridad igual a:

$$n = 4,56 \quad \text{ok! Es aceptable}$$

4.4.5 Diseño del acople

Figura 90. Acople



Fuente: Autores

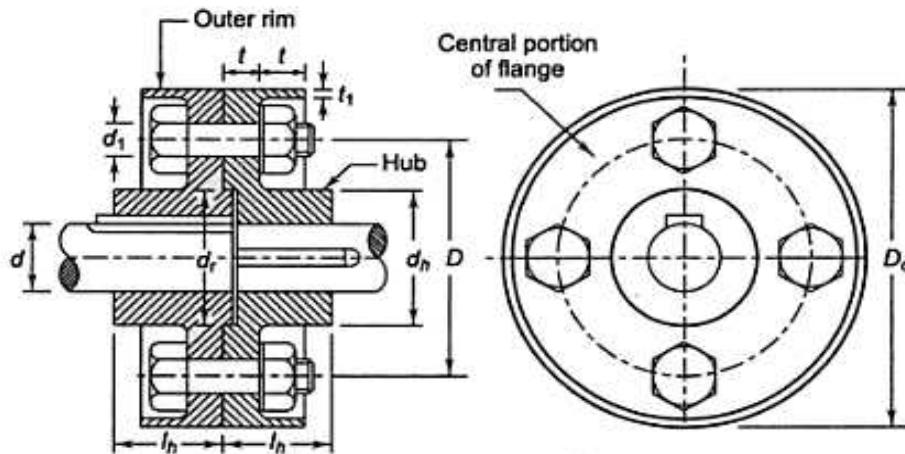
Para el diseño del acople se toma en cuenta los diámetros del eje de la cuchillas como también del eje del motor eléctrico SIEMENS. Teniendo como modelo la figura 68, se

calcula los diferentes valores para la construcción de este (R.S. KHURMI; J.K. GUPTA, 2005, págs. 485-490).

$$E_{JE} = 30 \text{ mm}$$

$$M = 48 \text{ mm}$$

Figura 91. Diseño del Acople



Fuente: Autores

$$D_h = 2\phi_M \leftrightarrow 2(30 \text{ mm}) = 60 \text{ mm}$$

$$L_H = 1,5\phi_M \leftrightarrow 1,5(30 \text{ mm}) = 45 \text{ mm}$$

$$D = 3 M \leftrightarrow 3(30 \text{ mm}) = 90 \text{ mm}$$

$$t = 0,5 M \leftrightarrow 0,5(30 \text{ mm}) = 15 \text{ mm}$$

$$t_1 = 0,25 M \leftrightarrow 0,25(30 \text{ mm}) = 7,5 \text{ mm}$$

$$d_r = 1,5 M \leftrightarrow 1,5(30 \text{ mm}) = 45 \text{ mm}$$

$$D_o = 4 M + 2t_1 \leftrightarrow 4(30 \text{ mm}) + 2(7,5) = 135 \text{ mm}$$

$$R_F = \frac{2}{3} * \frac{(R_o^3 - R_i^3)}{(R_o^2 - R_i^2)} \quad (80)$$

$$R_o = \frac{D_o}{2} \quad R_i = \frac{d_r}{2}$$

$$R_F = \frac{2}{3} \frac{(108^3 - 36^3)}{(108^2 - 36^2)} = 88,79 \text{ mm}$$

$$P_i = \frac{T}{\mu \cdot N + R_F} \quad (81)$$

$$P_i = \frac{158,3}{(0,15)(4)(0,088)} = 2998,11 \text{ N}$$

$$\sigma_c = \frac{P_i}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \quad (82)$$

$$\sigma_c = \frac{S_{ut}}{\eta} \quad (83)$$

$$\frac{P_i}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{S_{ut}}{\eta}$$

$$d_1 = \frac{\eta \cdot P_i}{\frac{\pi}{4} \cdot S_{ut}} = \frac{(2,5)(2998,11 \text{ N})}{\frac{\pi}{4} (410 \cdot 10^6)} = 5,3 \text{ mm}$$

$$d_1 = 6 \text{ mm}$$

$$\tau_2 > \tau_1$$

$$\tau_2 = \frac{0,5 S_{ut}}{\eta} \quad (84)$$

$$\tau_2 = \frac{0,5(410 \cdot 10^6) \text{ MPa}}{3}$$

$$\tau_2 = 68333333,33 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_1 = \frac{T \cdot r}{J} \quad (85)$$

$$J = \frac{\pi(d_h^4 - \phi_M^4)}{32} \quad (86)$$

$$J = \frac{\pi(0,096^4 - 0,048^4)}{32}$$

$$J = 7,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

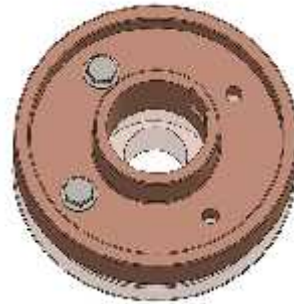
$$r = \frac{d_h}{2} = \frac{96}{2} = 48 \text{ mm}$$

$$\tau_1 = \frac{(158,3Nm)(0,048m)}{7,8 * 10^{-6}m^4} = 974153,85 \frac{N}{m^2}$$

$\tau_2 > \tau_1$ OK!!!

Diámetro del perno para el acople $\phi_i = 6mm$

Figura 92. Acople y pernos de sujeción



Fuente: Autores

4.4.6 Selección del rodamiento. Las cargas que actúan sobre estos rodamientos son estáticas y dinámicas ya que existe la presencia de esfuerzo axial, momento flector en el eje y un momento torsor constante. Se selecciona un rodamiento NTN rígido de bolas de la serie ANEXO Z, ya que este tipo de rodamientos se puede conseguir en chumaceras. El análisis se lo realiza en el punto n donde la concentración de fuerzas es mayor en este caso será en el punto A, donde la fuerza radial es mayor.

Para la selección de los rodamientos, es necesario determinar la capacidad de carga de estos elementos, los cuales deben contar con un agujero interno de 30 [mm] y una vida útil aproximada de 15.000 [h] (Trabajo ligero de 8 horas diarias por 20 días al mes y 10 años de servicio, ANEXO H. la velocidad de giro del rotor corresponde a 1.800 rpm.

Cargas en los rodamientos.

$$P_r = x \cdot F_r + y F_a$$

Dónde:

P_r : Carga estática equivalente [N].

F_r : Carga radial real [N].

F_a : Carga axial real [N].

x: Factor radial.

y: Factor axial.

$$F_r = 780,53 \text{ [N]}$$

$$F_a = 37,73 \text{ [N]}$$

$$x = 1 \quad y = 0$$

$$P_r = x \cdot F_r + y F_a$$

$$P_r = 1 \cdot (780,53) + 0 \cdot F_a$$

$$P_r = 780,33 \text{ N}$$

Ecuación del factor de esfuerzo dinámico

La capacidad de carga dinámica requerida está dada por la siguiente ecuación; y reemplazando valores se tiene:

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} * P$$

Si la máquina va a trabajar 15.000 [h], el factor de esfuerzo estático es ANEXO H:

$$f_l = 3,1$$

Para una velocidad de 1.800[rpm], el factor de velocidad de giro es ANEXO H:

$$f_n = 0,26$$

$$C_{req} = \frac{3,1}{0,26} \cdot 780,53 \text{ [N]}$$

$$C_{req} = 9,3 \text{ [KN]}$$

- **Análisis estático.**

Carga estática equivalente

$$P_o = F_r, \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$$

$$P_{or} = x_o \cdot F_r + y_o F_a$$

$$x_o = 0,6$$

$$y_o = 0,5$$

$$P_{or} = 0,6(780,53) + 0,5(37,73)$$

$$P_o = 487,18[N]$$

Para calcular la capacidad de carga estática se toma en cuenta que para una exigencia normal el factor de esfuerzo estático es $f_s=1$ ANEXO I, según la ecuación

$$C_o = f_s \cdot P_o$$

$$C_o = 1(487,18N)$$

$$C_o = 487,18 N$$

De catálogos se selecciona el rodamiento adecuado el cual cumpla con los requerimientos de la máquina.

Con la carga estática se busca en el ANEXO Z, un rodamiento con la siguiente denominación:

Selección:

Rodamientos NTN

Denominación: 6006 ZZ LLU

$$d = 30 [mm]$$

$$B = 13[mm]$$

$$D = 55 [mm]$$

Además se obtienen:

$$C_{tabla} = 13,2 [KN]$$

$$C_{otabla} = 8,30[KN]$$

Comparando los valores tabulados con los requeridos, se comprueba que:

$$C_{o_{req}} \leq C_{o_{tabla}} \quad \rightarrow 0.487 [KN] \leq 8,30 [KN] \text{ ok!}$$

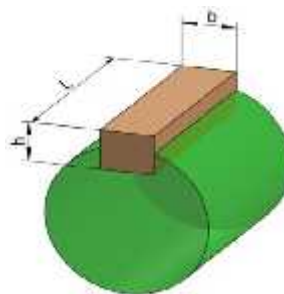
$$C_{req} \leq C_{tabla} \quad \rightarrow 9.3 [KN] \leq 13,2 [KN] \text{ ok!}$$

Entonces se puede decir que la selección es la correcta según recomienda, (HAMROCK, 2000).

4.4.7 Diseño de la chaveta. Diseño de la chaveta del eje y acople. La forma de fijación de ejes con los elementos que ayudan a transmitir potencia, son las cuñas.

Estas cuñas son diseñadas de acuerdo a los esfuerzos que van a soportar, y poseen dos formas de sección transversal, cuadrada y rectangular. El ancho se lo denomina con la letra “b” y el alto con la letra “h”. (Norma UNE 17102).

Figura 93. Dimensión de la chaveta



Fuente: Autores

Lo primero que se realiza es la selección de la chaveta en base al diámetro del eje, lo cual se realiza empleando la tabla mostrada en el ANEXO U.

A continuación se indican las dimensiones de la chaveta y chavetero para el eje cuyo diámetro es de 60[mm] obtenido en el ANEXO U.

Sección de la chaveta: $b \times h = (8 \times 7)[mm]$

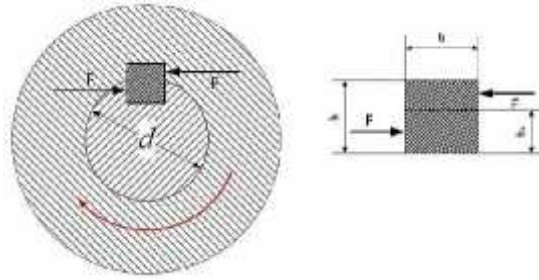
Chavetero en el eje: $h_1 = 4 [mm]$

Chavetero en el cubo: $h_2 = 3,3 [mm]$

- **Fallo por cizallamiento o corte.**

La fuerza de corte F sobre la chaveta, debida al momento M que se transmite será: ver figura 94.

Figura 94. Análisis de la fuerza de corte en la chaveta.



Fuente: Autores

$$F_c = \frac{2T}{d}$$

Dónde:

F_c : Fuerza de corte.

T : Momento torsor máximo, igual a 158,3 [Nm].

d : Diámetro del eje, igual a 0,03 [m].

$$F_c = \frac{2(158,3 \text{ [Nm]})}{0,03 \text{ [m]}}$$

$$F_c = 10553,3 \text{ [N]}$$

Por la energía de distorsión la resistencia al cortante es:

$$S_{s_y} = 0,577 S_y$$

El material para la chaveta es de acero ASTM A-36 cuyo límite de fluencia es $S_y = 210 \text{ [MPa]}$. Considerando que la chaveta debe ser el elemento que sufra el daño en caso de sobrecarga en el eje.

$$L_c = \frac{4 \cdot T \cdot n}{D \cdot H_c \cdot S_y}$$

Dónde.

T : Torque necesario para mover el porta cuchillas

n : Coeficiente de seguridad

D: Diámetro del eje

H_c: Altura de la chaveta

S_y: Limite de fluencia

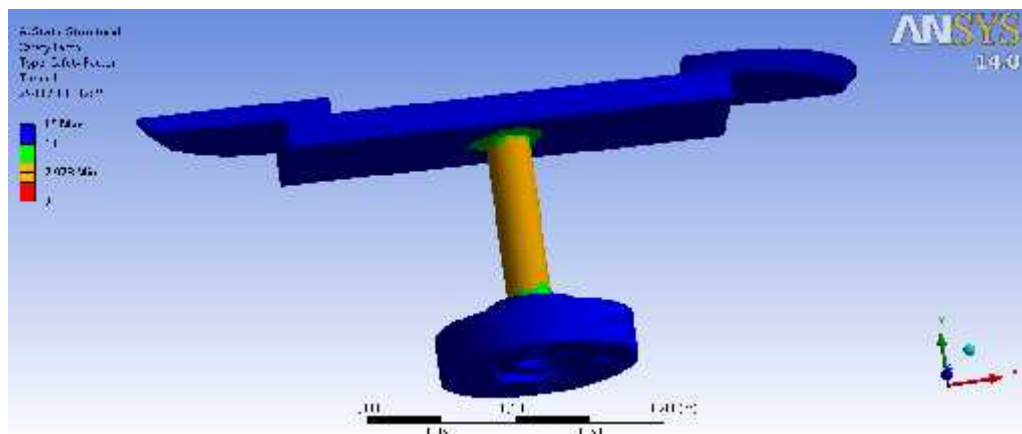
$$L_c = \frac{4 \cdot (158,3Nm) \cdot 2}{0,030(m) \cdot 0,007(m) \cdot 210(MPA)} = 30 \text{ [mm]}$$

4.4.8 Validación en software

4.4.8.1 Verificación del eje. Aplicando las diferentes fuerzas que intervienen en el eje, se analiza el factor de seguridad y la deformación que se presenta ya que es el elemento que transmite el movimiento a las cuchillas para realizar el proceso del picado de las fundas o plástico suave.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 95. Eje. Factor de seguridad



Fuente: Autores

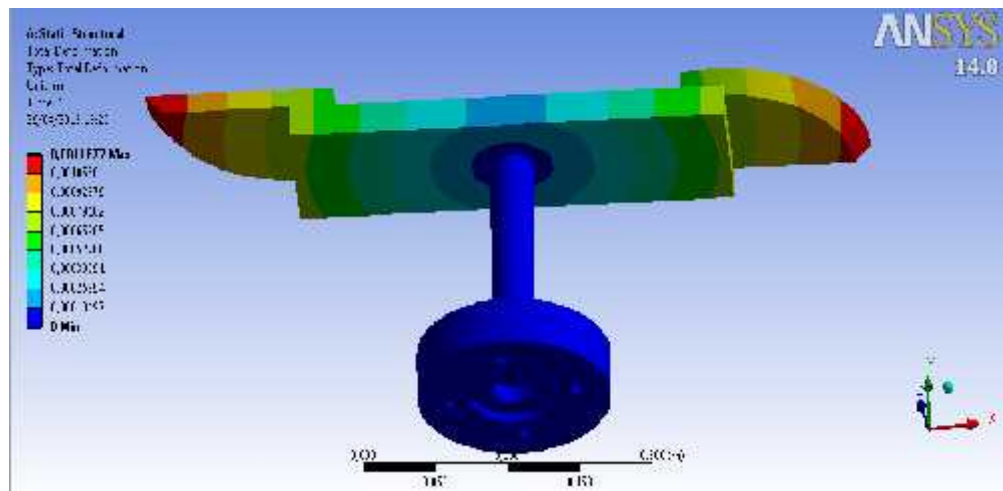
De la figura anterior se tiene:

$$n = 2,973 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente. Lo que podemos observar que la mayor deformación se presenta en las cuchillas debidas que estas están sometidas a fuerzas de corte y aceleración centrípeta.

Figura 96. Eje. Análisis deformación.

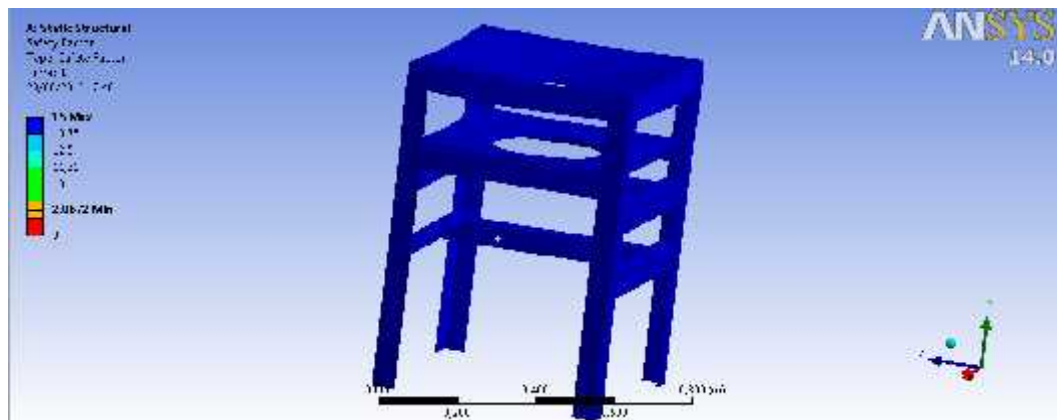


Fuente: Autores

4.4.8.2 Verificación de la estructura. Aplicando las cargas que actúan en la estructura, se calculan las deformaciones que estos perfiles sufren.

- Factor de seguridad. El factor de seguridad evaluado en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

Figura 97. Estructura, factor de seguridad.



Fuente: Autores

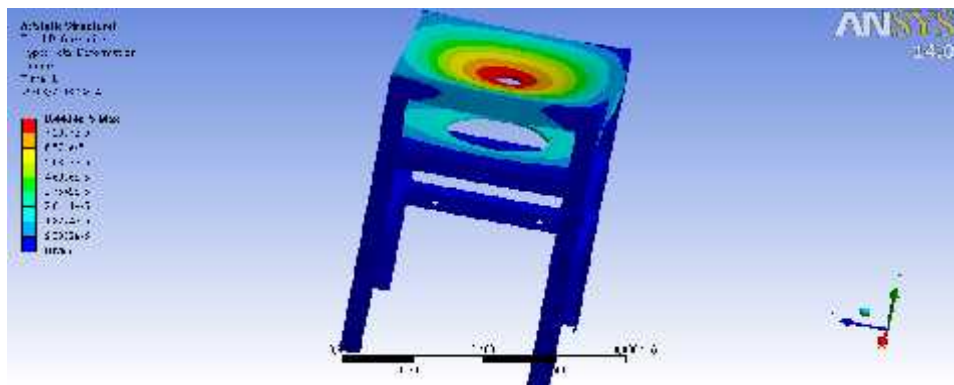
De la figura anterior se tiene:

$$n = 2,967 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor son óptimos según recomienda (SHIGLEY, 2006).

- Deformación. La deformación hallada en el software, resulta el mostrado en la figura siguiente.

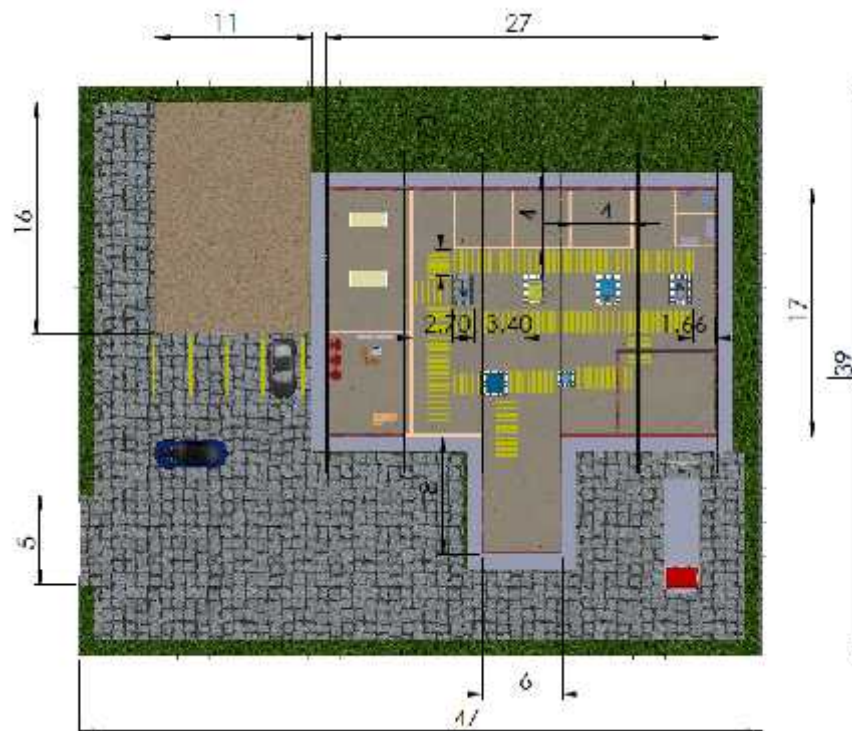
Figura 98. Estructura, análisis deformación.



Fuente: Autores

4.5 Distribución del espacio físico de la planta. La disposición de la planta se lo realizo en base al decreto 23-93 del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social del Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo, el cual indica que debe haber un mínimo de 50 cm. entre la parte más saliente de la máquina y el operador. Así también las comodidades y facilidades que la planta debe prestar al trabajador. Las medidas de la figura 99 se encuentran en metros.

Figura 99. Distribución de la planta



Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD FINANCIERA

5.1 Estudio de costos de instalación y producción

5.1.1 Costos directos. En los costos directos se toman en cuenta los gastos por materiales, mano de obra, equipos o maquinarias utilizados y transporte. Se incluirá también un valor por costos varios.

5.1.1.1 Costos de materiales

- Pre-trituradora

Tabla 21. Pre-trituradora

PRE-TRITURADORA							
DESCRIPCIÓN	MATERIAL/ NORMA	DIMENSIONES	PESO [kg]	CANT.	COSTO UNIT.		COSTO NETO
					[USD/ Kg]	[USD]	[USD]
Estructura carcaza	Angulo DIPAC 60x60x6 mm	8,7 [m]		1,5		31,52	47,28
Carcaza	Lamina ASTM A-36 e=3mm	1637020 [mm ²]		0,7		75,53	52,87
Tolva de ingreso	Lamina ASTM A-36 e=3mm	3699669,28 [mm ²]		1,6		75,53	120,85
Carcaza cuchillas inferior	Lamina ASTM A-36 e=12mm	229840 [mm ²]		0,1		346,55	34,65
Carcaza cuchillas superior	Lamina ASTM A-36 e=12mm	229840 [mm ²]		0,1		346,55	34,65
Porta cuchillas	Lamina ASTM A-36 e=12mm	159150,43 [mm ²]		0,07		346,55	24,26
Cuchillas	Acero BOHLER K100	300x60x10 [mm]		4		26,00	104,00
Tamiz	Malla REDONDA	= [mm]		0,1		103,13	10,31
Volante de inercia	Acero transmisión AISI 1018		150,00	1	3,10		465,00
Eje porta cuchillas	Acero transmisión AISII018 =60mm	619 [mm]	13,78	1	3,10		42,72
Chumacera	NTN UCP217D1	=85 [mm]		2		40,00	80,00
Rodamiento	NTN UC6912D1	=60 [mm]		2		5,00	10,00
Polea eje	Fundición de acero	=272 [mm] 3 canales		1		130,00	130,00
Polea motor	Fundición de acero	=160 [mm] 3 canales		1		173,00	173,00
Motor eléctrico	SIEMENS 10 HP 1200			1		967,00	967,00

	rpm						
Banda	Banda trapezoidal neopreno	Tipo B N* 55		3		8,00	24,00
Sujeción Perno	Acero	=5/8 x 2 [in]		4		1,30	5,20
Sujeción Tuerca	Acero	=5/8 [in]		4		0,40	1,60
Sujeción Arandela	Acero	=5/8 [in]		8		0,20	1,60
Chaveta	ASTM A-36	12x10x70 [mm]	0,45	2	1,25		1,12
Sujeción Perno	Acero	=3/8 x 1 3/4 [in]		4		0,50	2,00
Sujeción Perno cabeza hueca	Acero	=1/2 x 3/4 [in]		6		0,30	1,80
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 2 [in]		12		0,80	9,60
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		12		0,15	1,80
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		24		0,10	2,40
Bisagras	ASTM A-36	=1/2 [in]	1,2		1,40		1,68
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 2 1/2 [in]		12		0,75	9,00
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		12		0,15	1,80
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		24		0,10	2,40
TOTAL							2 521,00

Fuente: Autores

- Lavadora

Tabla 22. Lavadora

LAVADORA							
DESCRIPCIÓN	MATERIA L/NORMA	DIMENSIONES	PESO [kg]	CANT.	COSTO UNIT.		COSTO NETO [USD]
					[USD/Kg]	[USD]	
Estructura carcaza	Tubo cuadrado DIPAC 25x2 mm	27 [m]		4,5		11,97	53,86
Carcaza	Lamina acero inoxidable AISI 304 e=3mm	5 467 500 [mm ²]		2,3		352,30	810,29
Tapa carcaza	Lamina Acero inoxidable AISI 304 e=3mm	1 100 000 [mm ²]		0,5		352,30	176,15
Tapa cilindro	Malla cuadrada AISI 304	441786,5 [mm ²]		0,2		540,18	108,03
Cilindro	Malla cuadrada AISI 304	1 884 955,6 [mm ²]		0,8		540,18	432,14
Reductor de velocidad	SIEMENS FLENDER			1		477,00	477,00
Brida	SIEMENS B14			1		45,00	45,00
Pista de rodadura	Acero Inox AISI 304 DIPAC 12x3 mm		1,1		1,50		1,65
Manillas del cilindro	Varilla cuadrada ASTM A-36 L=12mm		0,75	2	1,40		2,10
Eje	Acero	302 [mm]	0,73	1	3,10		2,32

	transmisión AISI1018 =20mm						
Chumacera	NTN UCFM204	=72 [mm]		1		6,75	6,75
Rodamiento	NTN UC204D1	=20 [mm]		1		3,00	3,00
Motor eléctrico	SIEMENS 7,5 HP 1800 rpm			1		490,00	490,00
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 1 3/4 [in]		2		0,65	1,30
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		2		0,15	0,30
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		4		0,10	0,40
Chaveta	ASTM A-36	7x10x100 [mm]	0,4		1,25		0,50
Sujeción Perno	Acero	=3/8 x 1 5/8 [in]		1		0,30	0,30
Sujeción Tuerca	Acero	=3/8 [in]		1		0,12	0,12
Aspa	Acero inoxidable AISI 304		5,63	1	2,90		16,33
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 2 1/4 [in]		4		0,75	3,00
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		4		0,15	0,60
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		8		0,10	0,80
Sujeción Arandela presión	Acero	=1/2 [in]		4		0,12	0,48
Sujeción Perno	Acero	=3/8 x 1/2 [in]		4		0,30	1,20
TOTAL							2 633,62

Fuente: Autores

- Secadora

Tabla 23. Secadora

SECADORA							
DESCRIPCIÓN	MATERIAL/ NORMA	DIMENSIONES	PESO [kg]	CANT.	COSTO UNIT.		COSTO NETO
					[USD/ Kg]	[USD]	[USD]
Estructura carcaza	Tubo cuadrado DIPAC 25x2 mm	30,8 [m]		5,1		11,97	61,05
Carcaza	Lamina ASTM A-36 e=3mm	9200400 [mm ²]		3,8		75,53	287,01
Tapa Carcaza	Lamina ASTM A-36 e=3mm	1210000 [mm ²]		0,5		75,53	37,76
Tapa cilindro	Malla REDONDA	491408,7 [mm ²]		0,2		45,50	9,10
Cilindro	Malla REDONDA	2456725,5 [mm ²]		1,1		45,50	50,05
Acople	SIEMENS N- EUPEX			1		150,00	150,00
Prisionero seguidor	OMNITRAC K SERIE 98			8		35,00	280,00
Pista de rodadura	Acero Inox AISI 304 DIPAC 12x3 mm		1,1	2	1,50		3,30
Manillas del cilindro	Varilla cuadrada ASTM A-36 L=12mm		0,45	2	1,40		1,26

Eje	Acero transmisión AISI1018 =60mm	412,60 [mm]	9,17	1	3,10		28,43
Chumacera	NTN UCFCG212D 1	=80 [mm]		2		13,50	27,00
Rodamiento	NTN UC212D1	=60 [mm]		2		5,00	10,00
Polea eje	Fundición de acero 5 canales	=340 [mm]		1		230,00	230,00
Polea motor	Fundición de acero 5 canales	=125 [mm]		1		125,00	125,00
Motor eléctrico	SIEMENS 10 HP 1200 rpm			1		967,00	967,00
Banda	Banda trapezoidal neopreno	Tipo B N*80		5		12,00	60,00
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 2 3/4 [in]		12		0,75	9,00
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		16		0,15	2,40
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		24		0,10	2,40
Chaveta	ASTM A-36	12x10x60 [mm]	0,4	1	1,25		0,50
Sujeción Perno	Acero	=3/8 x 3 3/4 [in]		1		0,50	0,50
Sujeción Tuerca	Acero	=3/8 [in]		1		0,12	0,12
TOTAL							2 341,88

Fuente: Autores

- Trituradora

Tabla 24. Trituradora

TRITURADORA							
DESCRIPCIÓN	MATERIAL/ NORMA	DIMENSIONES	PESO [kg]	CANT.	COSTO UNIT.		COSTO NETO [USD]
					[USD/ Kg]	[USD]	
Estructura carcaza	Angulo DIPAC 60x60x6 mm	8,7 [m]		1,5		31,52	47,28
Carcaza	Lamina ASTM A-36 e=3mm	1637020 [mm ²]		0,7		75,53	52,87
Tolva de ingreso	Lamina ASTM A-36 e=3mm	3699669,28 [mm ²]		1,6		75,53	120,85
Carcaza cuchillas inferior	Lamina ASTM A-36 e=12mm	229840 [mm ²]		0,1		346,55	34,65
Carcaza cuchillas superior	Lamina ASTM A-36 e=12mm	229840 [mm ²]		0,1		346,55	34,65
Porta cuchillas	Lamina ASTM A-36 e=12mm	159150,43 [mm ²]		0,07		346,55	24,26
Cuchillas	Acero BOHLER K100	300x60x10 [mm]		4		26,00	104,00
Tamiz	Malla REDONDA	= 8 [mm]		0,1		45,50	4,55
Volante de inercia	Acero transmisión AISI 1018		150,00	1	3,10		465,00
Eje porta cuchillas	Acero transmisión AISI1018 =60mm	619 [mm]	13,78	1	3,10		42,72
Chumacera	NTN	=85 [mm]		2		40,00	80,00

	UCP217D1						
Rodamiento	NTN UC6912D1	=60 [mm]		2		5,00	10,00
Polea eje	Fundición de acero	=272 [mm] 3 canales		1		130,00	130,00
Polea motor	Fundición de acero	=160 [mm] 3 canales		1		173,00	173,00
Motor eléctrico	SIEMENS 10 HP 1200 rpm			1		967,00	967,00
Banda	Banda trapezoidal neopreno	Tipo B N* 55		3		8,00	24,00
Sujeción Perno	Acero	=5/8 x 2 [in]		4		1,30	5,20
Sujeción Tuerca	Acero	=5/8 [in]		4		0,40	1,60
Sujeción Arandela	Acero	=5/8 [in]		8		0,20	1,60
Chaveta	ASTM A-36	12x10x70 [mm]	0,45	2	1,25		1,12
Sujeción Perno	Acero	=3/8 x 1 3/4 [in]		4		0,50	2,00
Sujeción Perno cabeza hueca	Acero	=1/2 x 3/4 [in]		6		0,30	1,80
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 2 [in]		12		0,80	9,60
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		12		0,15	1,80
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		24		0,10	2,40
Bisagras	ASTM A-36	=1/2 [in]	1,2		1,40		1,68
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 2 1/2 [in]		12		0,75	9,00
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		12		0,15	1,80
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		24		0,10	2,40
TOTAL							2 515,23

Fuente: Autores

- Aglutinadora

Tabla 25. Aglutinadora

AGLUTINADORA							
DESCRIPCIÓN	MATERIAL/ NORMA	DIMENSIONES	PESO [kg]	CANT.	COSTO UNIT.		COSTO NETO [USD]
					[USD/ Kg]	[USD]	
Estructura carcaza	Angulo DIPAC 60x60x6 mm	10,6 [m]		1,8		31,52	56,74
Carcaza	Lamina ASTM A-36 e=3mm	596902,76 [mm ²]		0,3		75,53	22,66
Cilindro	Lamina ASTM A-36 e=12mm	518 362,78[mm ²]		0,22		346,55	74,85
Soporte cuchillas	Lamina ASTM A-36 e=12mm	47100 [mm ²]		0,02		346,55	6,93
Tapa	Lamina ASTM A-36 e=12mm	377041,12 [mm ²]		0,2		346,55	69,31
Tolva descarga	Lamina ASTM A-36 e=3mm	183600 [mm ²]		0,08		75,53	6,04
Tapa tolva	Lamina ASTM A-36 e=3mm	36000 [mm ²]		0,015		75,53	1,13
Palanca inferior y superior	Lamina ASTM A-36 e=3mm	9600 [mm ²]		0,004		75,53	0,30
Porta rodamiento	Acero transmisión AISI 1018		0,55	1	3,10		1,71

Rodamiento	NTN UC6006D1	=30 [mm]		1		3,50	3,50
Acople eje motor-aspas	Acero transmisión AISI 1018		2,4	1	3,10		7,44
Motor eléctrico	SIEMENS 40 HP 1800 rpm			1		2 242,00	2 242,00
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 1 1/2 [in]		4		0,75	3,00
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		4		0,15	0,60
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		8		0,10	0,80
Chaveta aspa	ASTM A-36	8x12x60 [mm]	0,30	1	1,25		0,38
Chaveta motor	ASTM A-36	8x12x60 [mm]	0,30	1	1,25		0,38
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 3/4 [in]		2		0,50	1,00
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		1		0,15	0,15
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		2		0,10	0,20
Placa manilla	Lamina ASTM A-36 e=3mm		0,2	1	1,20		0,25
Eje manilla	Acero transmisión AISI 1018 =25m m	120 [mm]	0,86	1	3,10		2,67
Sujeción Perno	Acero	=1/2 x 2 [in]		12		0,80	9,60
Sujeción Tuerca	Acero	=1/2 [in]		12		0,15	1,80
Sujeción Arandela	Acero	=1/2 [in]		24		0,10	2,40
Sujeción Perno	Acero	=5/8 x 2 [in]		4		1,30	5,20
Sujeción Tuerca	Acero	=5/8 [in]		4		0,40	1,60
Sujeción Arandela	Acero	=5/8 [in]		8		0,20	1,60
Perno cabeza exagonal	Acero	=1/2 x 1 [in]		1		0,70	0,70
TOTAL							2 524,94

Fuente: Autores

- Costos varios

Tabla 26. Costos varios

COSTOS VARIOS							
DESCRIPCIÓN	MATERIAL/ NORMA	DIMENSIONES	PESO [kg]	CANT.	COSTO UNIT.		COSTO NETO
					[USD/ Kg]	[USD]	
Malla tejida ceramiento	Acero galvanizado 1,50 x 20,00 [m]			7		125,00	875,00
Soldadura	Electrodos	6011	5,8		5,00		29,00
		R-91		90		1,68	151,20
Ganchos	Acero			4		3,00	12,00
Cadena	Acero	2,50 [m]		2,5		2,00	5,00
Plástico		50 [m ²]		12,5		6,75	84,38
Tubo redondo	Acero galvanizado =2in e=1,5mm	90 [m]		15		5,50	82,50
TOTAL							1 239,08

Fuente: Autores

5.1.1.2 Costos instalaciones. Estos costos son detallados por artículos y/o máquinas extras a utilizar que no van incluidas en el diseño de las máquinas, se incluyen también el costo aproximado de la estructura y sus instalaciones tanto eléctricas como hidráulicas.

Tabla 27. Costos instalaciones

COSTOS INSTALACIONES	
DESCRIPCIÓN	VALOR
	[USD]
Coche grúa	500,00
Tanque de agua	207,70
Máquina selladora	220,00
Estructura	40 320,00
Instalaciones eléctricas	1 175,00
Instalaciones hidráulicas	165,80
TOTAL	42 588,50

Fuente: Autores

5.1.1.3 Costos de mano de obra.

Tabla28. Costos de mano de obra

COSTO DE MANO DE OBRA				
DESCRIPCIÓN	CANT.	SAL. REAL/HORA	HORAS-HOMBRE	SUBTOTAL
		[USD/h]	[h]	[USD]
Maestro mecánico	1	3,50	125	437,50
Tornero, fresador, taladrador	1	3,50	5,15	18,00
Soldador	1	3,50	24	84,00
Maestro eléctrico	1	3,80	90	342,00
Plomero	1	3,50	16	56,00
TOTAL				937,50

Fuente. Autores

5.1.1.4 Costos de equipos y herramientas.

Tabla 29. Costos de equipos y herramientas

COSTO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS			
DESCRIPCIÓN	Costo x hora	Horas equipo	TOTAL
	[USD/h]	[h]	[USD]
Torno	11,50	2,00	23,00
Cortadora de disco	1,15	2,75	3,16
Taladro pedestal	0,85	3,67	3,12
Taladro manual	1,75	0,75	1,31
Dobladora de tol y	1,35	1,89	2,55

Baroladora			
Fresadora	10,00	1,50	15,00
Moladora	1,22	7,00	8,54
Soldadora eléctrica	2,95	21,00	61,95
Oxicorte	3,50	5,00	17,50
Cizalladora	1,44	2,35	3,38
Otros	1,43	5,00	7,15
TOTAL			146,70

Fuente. Autores

5.1.1.5 Costos por transporte. El costo por transporte es de 50,00 [USD] debido a que los materiales para construir las máquinas se encuentran con facilidad.

5.1.1.6 Costo total directo

Tabla 30. Costo total directo

COSTO TOTAL DIRECTO		
DESCRIPCIÓN		VALOR
		[USD]
Materia prima	Pre – trituradora	2 521,00
	Lavadora	2 633,62
	Secadora	2 341,88
	Aglutinadora	2 524,94
	Trituradora	2 515,23
	Costos varios	1 239,08
	Costos instalaciones	42 588,50
Mano de obra		937,50
Equipos y herramientas		146,70
Transporte		50,00
TOTAL		57 498,45

Fuente. Autores

5.2 Costos indirectos

Los costos indirectos son aquellos en los que intervienen los costos ingenieriles, este costo ingenieril tiene un agregado del 25% del total del costo directo, que está involucrado con la supervisión y diseño de las máquinas, en el tiempo de la construcción del costo total indirecto.

Tabla 31. Costo total indirecto

COSTO TOTAL INDIRECTO			
COSTOS INGENIERILES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
	[h]	[USD/h]	[USD]
25 % DEL COSTO TOTAL DIRECTO			
TOTAL			14 374,61

Fuente. Autores

5.3 Costos totales

El costo total se refiere a la suma de los costos directos más los costos indirectos cabe recalcar que estos precios ya tienen incluido el impuesto al valor agregado (IVA), que es el 12% del costo del elemento o producto; este valor valido para nuestro país.

Tabla 32. Costos totales

COSTOS TOTALES	
DESCRIPCIÓN	VALOR
	[USD]
COSTO TOTAL DIRECTO	57 498,45
COSTO TOTAL INDIRECTO	14 374,61
TOTAL	71 873,06

Fuente. Autores

Sumando estos valores se tienen **71 873,06 [USD]**, (Setenta y un mil ochocientos setenta y tres dólares con seis centavos).

5.4 Determinación del costo de energía

Para determinar el costo de la energía consumida se determinó el consumo diario, para luego calcular el consumo mensual y multiplicado por el valor vigente del [Kw-h] del sistema interconectado, encontrando así el valor mensual de la energía consumida.

Tabla 33. Datos iniciales

DATOS			
MÁQUINA	POTENCIA		CONSUMO DIARIO
	HP	Kw	HORAS
PRETRITURADORA	10	7,46	6
LAVADORA	7,5	6,4	8
SECADORA	10	8,72	8
AGLUTINADORA	40	29,84	8
TRITURADORA	10	7,46	8

Fuente. Autores

Para calcular el consumo diario tenemos la siguiente ecuación:

$$C_{diario} = C_{motor} * t \quad (87)$$

Donde:

C_{diario} : Consumo diario en [Kw-h]

C_{motor} : Consumo del motor en [Kw]

t : Tiempo de trabajo de la máquina en [h].

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

Tabla 34. Consumo diario

CONSUMO DÍARIO			
MÁQUINA	C_{motor}	Tiempo (t)	C_{diario}
	[Kw]	horas	[Kw-h]
PRE TRITURADORA	7,46	6	44,76
LAVADORA	6,4	8	51,2
SECADORA	8,72	8	69,76
AGLUTINADORA	29,84	8	238,72
TRITURADORA	7,46	8	59,68

Fuente. Autores

El precio de la energía eléctrica promedio en el Ecuador es de 0.14 [USD], por cada [kW-h] incluido impuestos.

Para calcular el consumo en dólares reemplazamos en la siguiente ecuación.

$$C[USD] = C_{diario} * C_{energia}$$

Donde:

C : Costo en dólares [USD]

C_{diario} : Consumo diario en [kW-h]

$C_{energia}$: Costo de energía eléctrica [USD]/ [kW-h]

Reemplazando se tiene:

Tabla 35. Consumo diario en dólares

CONSUMO EN DÓLARES (DÍARIO)			
MÁQUINA	C_{diario}	C_{energía}	C
	[kW-h]	[USD/kW-h]	[USD]
PRE TRITURADORA	44,76	0,14	6,27
LAVADORA	51,2		7,17
SECADORA	69,76		9,77
AGLUTINADORA	238,72		33,42
TRITURADORA	59,68		8,35

Fuente. Autores

Considerando que se trabaja 20 días al mes, por lo tanto tenemos:

Tabla 36. Consumo mensual en dólares

CONSUMO EN DÓLARES (MENSUAL)			
MÁQUINA	C	Mensual	C_{mensual}
	[USD]	[días]	[USD]
PRETRITURADORA	6,27	20	125,40
LAVADORA	7,17	20	143,40
SECADORA	9,77	20	197,40
AGLUTINADORA	33,42	4	133,68
TRITURADORA	8,35	20	167,00
TOTAL			766,88

Fuente. Autores

El valor de pago de energía eléctrica es de **766,88 [USD]** (Setecientos sesenta y seis dólares con ochenta y ocho centavos).

5.5 Depreciación

Es la disminución del valor de los bienes como consecuencia de determinadas causas. Contablemente depreciación y amortización se consideran sinónimos. Porcentaje de depreciación de la maquinaria (10 % anual), la vida normal de los activos enunciados (máquinas y herramientas) es de 10 años; por lo tanto su costo total, o sea el 100% de su costo se reduce a una décima parte cada año. La décima parte del 100% es el 10%, ($100\% \div 10 = 10\%$).

Clasificación de la amortización: La amortización se clasifica en:

- Amortización ordinaria: es la desvalorización sistemática del bien, determinada previamente por la empresa
- Amortización extraordinaria: es la desvalorización imprevista total o parcial del bien, por ejemplo, provocada por un siniestro.

- Causas de la depreciación:

La duración física del activo; se incluyen las causas por:

- Agotamiento.
- Desgaste.
- Envejecimiento

La duración económica del activo; se incluyen las causas por:

- Explotación por tiempo limitado.
- Envejecimiento técnico.
- Envejecimiento económico

Cálculo de la depreciación

- La vida útil

Es la duración que se le asigna a un bien como elemento de provecho para la empresa.

Las bases utilizadas para la determinación de la vida útil son:

- ✓ Tiempo: años
- ✓ Capacidad de producción: producción total
- El valor de salvamento
- El método a aplicar

Valor de salvamento: Es la estimación del valor que el bien tendrá para la empresa una vez cumplido su vida útil. Surgirá de la diferencia entre el precio de venta estimado y todas las erogaciones necesarias para retirar el bien de servicio.

5.5.1 Máquinas y herramientas. La vida útil de las máquinas y herramientas en su 100% es de 10 años, para lo cual se tomara en cuenta una vida útil de 7 años aproximadamente.

El valor de salvamento se denota por la ecuación:

$$V_{\text{salvamento}} = V_{\text{inicial}} - \frac{V_{\text{inicial}} \cdot n}{N} \quad (89)$$

Dónde:

$V_{\text{salvamento}}$ = Valor de salvamento en [USD]

V_{inicial} = Valor de costo inicial en [USD]

n = Tiempo de vida útil 84 meses

N = Tiempo de depreciación en 120 meses

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

$$V_{\text{salvamento}} = 13\,775,75[\text{USD}] - \frac{13\,775,75[\text{USD}] \cdot 84}{120}$$

$$V_{\text{salvamento}} = 4\,132,72 [\text{USD}]$$

Métodos de depreciación: Una vez determinado el valor a depreciar y establecida la base para la determinación de la vida útil, resta elegir el método para distribuir ese valor.

Método de la línea recta

El método de la línea recta es el método más sencillo y más utilizado por las empresas, y consiste en dividir, (el valor inicial menos el valor de salvamento del activo) para la vida útil del mismo. La ecuación para el cálculo es:

$$D_{\text{mensual}} = \frac{V_{\text{inicial}} - V_{\text{salvamento}}}{n} \quad (90)$$

Dónde:

D_{mensual} = Depreciación mensual en [USD]

V_{inicial} = Valor de costo inicial en [USD]

$V_{\text{salvamento}}$ = Valor de salvamento en [USD]

n = Tiempo de vida útil 84 meses

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

$$D_{\text{mensual}} = \frac{13\,775,75[\text{USD}] - 4\,132,72[\text{USD}]}{84}$$

$$D_{\text{mensual}} = 114,80 [\text{USD}] / \text{MENSUAL}$$

Como la máquina se deprecia a 84 meses entonces tenemos los siguientes datos.

Tabla 37. Depreciación mensual de la máquina

MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS			
TIEMPO		DEPRECIACIÓN MENSUAL	
ANOS	MESES	[USD]	
0	0		13 775,75
1	12	13 775,75 – 1377,57	12398,18
2	24	12398,18 – 1377,57	11020,61
3	36	11020,61 – 1377,57	9643,04
4	48	9643,04 – 1377,57	8265,47
5	60	8265,47 – 1377,57	6887,90
6	72	6887,90 – 1377,57	5510,33
7	84	5510,33 – 1377,57	4132,72
TOTAL			4 132,72

Fuente: Autores

El valor de salvamento en 84 meses de vida útil es **4 132,72 [USD]**, (cuatro mil ciento treinta y dos con setenta y dos centavos de dólares americanos) y su depreciación corresponde a **9 643,03 [USD]**, (nueve mil seiscientos cuarenta y tres con tres centavos de dólares americanos).

5.5.2 Edificios e instalaciones. La vida útil de edificios e instalaciones en su 100% es de 20 años, para los cuales se tomara en cuenta una vida útil de 7 años aproximadamente.

El valor de salvamento se denota por la ecuación 89:

$$V_{\text{salvamento}} = V_{\text{inicial}} - \frac{V_{\text{inicial}} \cdot n}{N}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

$$V_{\text{salvamento}} = 42\,588,50[\text{USD}] - \frac{42\,588,50[\text{USD}] \cdot 84}{240}$$

$$V_{\text{salvamento}} = 27\,682,52 [\text{USD}]$$

Depreciación mensual

La ecuación 90 para el cálculo es:

$$D_{\text{mensual}} = \frac{V_{\text{inicial}} - V_{\text{salvamento}}}{n}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

$$D_{\text{mensual}} = \frac{42\,588,50[\text{USD}] - 27\,682,52[\text{USD}]}{84}$$

$$D_{\text{mensual}} = 177,45 [\text{USD}] / \text{MENSUAL}$$

Como la máquina se deprecia a 84 meses entonces tenemos los siguientes datos.

Tabla 38. Depreciación mensual de la máquina

EDIFICIOS E INSTALACIONES			
TIEMPO		DEPRECIACIÓN MENSUAL	
ANOS	MESES	[USD]	
0	0		42 588,50
1	12	42 588,50 – 2129,42	40 459,08
2	24	40 459,08 – 2129,42	38 329,66
3	36	38 329,66 – 2129,42	36 200,24
4	48	36 200,24 – 2129,42	34 070,82
5	60	34 070,82 – 2129,42	31 941,40
6	72	31 941,40 – 2129,42	29 811,98
7	84	29 811,98 – 2129,42	27 682,52
TOTAL			27 682,52

Fuente: Autores

El valor de salvamento en 84 meses de vida útil es **27 682,52 [USD]**, (veinte siete mil seis cientos ochenta y dos con cincuenta y dos centavos de dólares americanos) y su depreciación corresponde a **14 905,98 [USD]**, (catorce mil novecientos cinco con noventa y ocho centavos de dólares americanos).

5.5.3 Depreciación total. Será la suma de las dos depreciaciones tanto de máquinas y herramientas y edificios e instalaciones las cuales será incluida en los costos de operación de la planta.

MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS = 9 643,03 [USD]

EDIFICIOS E INSTALACIONES = 14 905,98 [USD]

DEPRECIACIÓN TOTAL = 24 549,01 [USD]

5.6 Flujo de caja

5.6.1 Fase de diseño, implantación y puesta en marcha.

5.6.1.1 *Licencias y patentes.* Los costos detallados en Tabla 34, se refieren a los valores a pagar por concepto de permisos, licencias y patentes, los cuales fueron consultados en las dependencias correspondientes.

Tabla 39. Licencias y patentes

LICENCIAS Y PATENTES	
DESCRIPCIÓN	VALOR
	[USD]
BOMBEROS	80,00
PERMISO MUNICIPAL	1 500,00
ANEXO FORESTAL	500,00
LICENCIA AMBIENTAL	10 000,00
VTO BNO INST PATRIM CULT	200,00
TOTAL	12 280,00

Fuente: Autores

Tabla 40. Costos de diseño, implantación y puesta en marcha

FASE	DISEÑO						INSTALACIONES Y ADQUISICIONES				PUESTA EN MARCHA	
Periodo (meses)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.-Inversiones Fijas												
NO DEPRECIABLES												
TERRENO	OTORGADO EN COMODATO											
DEPRECIABLES												
LAVADORA										2 633,62		
SECADORA										2 341,88		
TRITURADORA										2 515,23		
PRE-TRITURADORA										2 521,00		
AGLUTINADORA										2 524,94		
COSTOS VARIOS									1 239,08			
COCHE GRUA									500,00			
TANQUE									207,70			
MÁQUINA SELLADORA									220,00			
ESTRUCTURA							20160,00	20160,00				
INSTALACIONES ELECTRICA									1 175,00			
INSTALACIONES HIDRAULIAS									165,80			
2.-Inversiones Diferidas												
Estudios e Ingeniería	JUS	JUS	JUS	JUS	JUS	JUS						
Patentes y licencias	2 046,67	2 046,67	2 046,67	2 046,67	2 046,67	2 046,67						
Gastos de Montaje									100,00	50,00		
Gastos de Puesta en Marcha											50,00	50,00
Capacitación del Personal											1 200,00	
Flujo de Inversión	2 046,67	2 046,67	2 046,67	2 046,67	2 046,67	2 046,67	20160,00	20160,00	3 507,58	12586,67	1 250,00	50,00
SUBTOTAL INVERSION							69 994,25					
IMPREVISTOS 5 %							3 499,71					
TOTAL INVERSION							73 493,96					

Fuente: Autores

5.6.2 Fase de funcionamiento

5.6.2.1 Sueldos. La mano de obra directa corresponderá a 7 operadores, con un sueldo mensual de 318,00 dólares americanos cada uno y que pertenecen al servicio público.

El sueldo de Administrativos comprenderá a un administrador (SP5) con un sueldo mensual de 1212,00 dólares americanos y una secretaria (SPA2) con un sueldo mensual de 622,00 dólares americanos, como servidores públicos.

Tabla 41. Sueldos

SUELDOS					
DESCRIPCION	CANT.	COSTO UNIT [USD]	COSTO TOTAL [USD]	IESS [%]	COSTO SEGURO [USD]
OPERADOR (SP)	7	318,00	2 226,00	11,15	248,20
SECRETARIA (SPA2)	1	622,00	622,00		69,35
ADMINISTRADOR (SP5)	1	1 212,00	1 212,00		135,14
TOTAL			4 060,00		452,69

Fuente. Autores

5.6.2.2 Materias primas. Los materiales a ser considerados como materias primas y que influyen directamente en la producción van a ser los costos de obtención del plástico, valores obtenidos en el mercado nacional, Tabla 37, y los sacos e hilo para su empaclado.

Tabla 42. Valores comercialización (Compra-Mensual)

VALORES DE COMERCIALIZACIÓN (COMPRA)			
TIPO	CANT.	COSTO	COSTO NETO
	[Kg] MENSUAL	[USD/Kg]	[USD]
SUAVE	1 440,00	0,16	230,40
DURO	2 800,00	0,16	448,00
PET	12 000,00	0,75	9 000,00
TOTAL			9 678,40

Fuente: Autores

Tabla 43. Costos de operación

COSTOS DE OPERACIÓN		
DESCRIPCIÓN	MENSUAL	ANUAL
	[USD]	
1.1. Costos directos		
1.1.1. Materias Primas (COSTOS 3 TIPO DE PLÁSTICO, SACOS, HILO)	9 828,40	117 940,80
1.1.2. Mano de obra directa	2 226,00	26 712,00
1.2. Gastos de fabricación		

1.2.1. Mano de obra indirecta	20,00	240,00
1.2.3. Electricidad	766,88	9 202,56
1.2.4. Agua	20,00	240,00
1.3. Gastos indirectos		
1.3.1. Seguros (MANO OBRA IESS)	452,69	5 432,28
1.3.2. Mantenimiento y recambio posible de accesorios	100,00	1 200,00
1.3.3. DESENGRASANTE BIO-DEGRADABLE	380,80	4 569,60
1.3.4. Depreciación	-----	24 549,01
1.4. Gastos administrativos		
1.4.1. Sueldos (ADMINISTRATIVOS)	1 834,00	22 008,00
1.4.2. Útiles de oficina	50,00	600,00
1.4.3. Servicios (TELÉFONO, INTERNET)	40,00	480,00
1.4.4. Otros	25,00	300,00
TOTAL	-----	213 474,25

Fuente. Autores

5.6.2.3 Flujo de caja del proyecto (anual)

Tabla 44. Flujo de caja (Anual)

	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5	AÑO 6	AÑO 7
INGRESOS								
TOTAL INGRESOS		231 312,00	231 312,00	231 312,00	231 312,00	231 312,00	231 312,00	231 312,00
EGRESOS								
Inversión inicial	73 493,96							
Costos de operación		213 474,25	213 474,25	213 474,25	213 474,25	213 474,25	213 474,25	213 474,25
TOTAL EGRESOS	73 493,96	213 474,25	213 474,25	213 474,25	213 474,25	213 474,25	213 474,25	213 474,25
FLUJO NETO	-73 493,96	17 837,75	17 837,75	17 837,75	17 837,75	17 837,75	17 837,75	17 837,75
FLUJO ACUMULADO	-73 493,96	-55656,21	-37818,46	-19980,71	-2 142,96	15694,79	33 532,54	51 370,29

Fuente. Autores

5.7 Indicadores de rentabilidad

Tabla 45. Flujo de caja

PERIODO	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5	AÑO 6	AÑO 7
FLUJO NETO	-73 493,96	17 837,75	17 837,75	17 837,75	17 837,75	17 837,75	17 837,75	17 837,75
FLUJO ACUMULADO	-73 493,96	-55656,21	-37818,46	-19980,71	-2 142,96	15694,79	33 532,54	51 370,29

Fuente: Autores

5.7.1 Valor actual neto (VAN). Se va a evaluar el VAN para un periodo de 7 años a un interés del 12%.

$$VAN = -INV. + \frac{FLUJO1}{(1+i)} + \frac{FLUJO2}{(1+i)^2} + \frac{FLUJO3}{(1+i)^3} + \dots + \frac{FLUJO_n}{(1+i)^n} \quad (91)$$

$$VAN = -73493,96 + \frac{17\,837,75}{(1+0,12)} + \frac{17\,837,75}{(1+0,12)^2} + \frac{17\,837,75}{(1+0,12)^3} + \frac{17\,837,75}{(1+0,12)^4} + \frac{17\,837,75}{(1+0,12)^5} + \frac{17\,837,75}{(1+0,12)^6} + \frac{17\,837,75}{(1+0,12)^7}$$

$$VAN = 7\,913,19\,USD$$

5.7.2 Tasa interna de retorno. (TIR)

$$0 = -INV. + \frac{FLUJO1}{(1+TIR)} + \frac{FLUJO2}{(1+TIR)^2} + \frac{FLUJO3}{(1+TIR)^3} + \dots + \frac{FLUJO_n}{(1+TIR)^n} \quad (92)$$

$$0 = -73493,96 + \frac{17\,837,75}{(1+TIR)} + \frac{17\,837,75}{(1+TIR)^2} + \frac{17\,837,75}{(1+TIR)^3} + \frac{17\,837,75}{(1+TIR)^4} + \frac{17\,837,75}{(1+TIR)^5} + \frac{17\,837,75}{(1+TIR)^6} + \frac{17\,837,75}{(1+TIR)^7}$$

$$TIR = 15\%$$

5.8 Periodo de recuperación de la inversión (PRI)

Para calcular el PRI tomamos los valores de la Tabla 40, y reemplazamos en la fórmula siguiente.

$$PRI = 4AÑOS + \frac{2142,96}{17837,75} \times 365DIAS \quad (93)$$

$$PRI = 4AÑOS y 44 DIAS$$

La inversión se recuperara en 4,12 años.

5.9 Punto de equilibrio

Para poder comprender mucho mejor el concepto de PUNTO DE EQUILIBRIO, se debe identificar los diferentes costos y gastos que intervienen en el proceso productivo. Para operar adecuadamente el punto de equilibrio es necesario comenzar por conocer que el costo se relaciona con el volumen de producción y que el gasto guarda una estrecha relación con las ventas. Tanto costos como gastos pueden ser fijos y variables.

Se entienden por costos fijos a aquellos que no varían con el nivel de producción y que son recuperables dentro de la operación mientras tanto los gastos fijos son los que se requieren para poder colocar los productos o servicios en manos del consumidor final y que tienen una relación indirecta con la producción del bien o servicio que se ofrece.

Los costos variables al igual que los costos fijos, también están incorporados en el producto final, sin embargo estos costos variables si dependen del volumen de producción. Por su parte los gastos variables dependen exclusivamente de la comercialización y venta.

Tanto los costos y gastos fijos como los costos y gastos variables se detallan en la tabla 41 y tabla 42, respectivamente.

Tabla 46. Costos y gastos fijos

DESCRIPCIÓN	MENSUAL	ANUAL
	[USD]	
DEPRECIACIÓN	2045,75	24549,001
SUELDOS ADMINISTRATIVOS	1834,00	22008,00
SEGUROS (IESS)	248,20	2978,38
AGUA	20,00	240,00
ENERGÍA ELÉCTRICA	766,88	9202,56
TELÉFONO – INTERNET	40,00	480,00
TOTAL	4 954,83	59 457,95

Fuente. Autores

Tabla 47. Costos y gastos variables

DESCRIPCIÓN	MENSUAL	ANUAL
	[USD]	
SUELDOS OPERADORES	2226,00	26712,00
MATERIALES DIRECTOS	10209,20	122510,40
MANTENIMIENTO	100,00	1200,00

ÚTILES DE OFICINA	50,00	600,00
MANO DE OBRA INDIRECTA	20,00	240,00
TOTAL	12 605,20	151 262, 40

Fuente. Autores

El punto de equilibrio se puede calcular tanto para unidades como para valores en dinero, para lo que se necesita el valor de las VENTAS TOTALES estas son 19 276,00 [USD] mensualmente y 231 312,00 [USD] anualmente. Algebraicamente el punto de equilibrio se lo calcula así:

5.9.1 Punto de equilibrio (VALOR)

$$PEV = \frac{\text{COSTOSYGASTOSFIJOS}}{1 - \frac{\text{COSTOSYGASTOSVARIABLES}}{\text{VENTASTOTALES}}} \quad (94)$$

$$PEV_{(MENSUAL)} = 14\ 317,52$$

$$PEV_{(ANUAL)} = 171\ 810,25$$

5.9.2 Punto de equilibrio (UNIDADES)

$$PEU = \frac{\text{COSTOSYGASTOSFIJOS}}{\text{VENTASTOTALES} - \text{COSTOSYGASTOSVARIABLES}} \quad (95)$$

$$PEU_{(MENSUAL)} = 0,74$$

$$PEU_{(ANUAL)} = 0,74$$

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones.

Para el diseño de las máquinas y sus componentes se tomó como referencia los diferentes modelos existentes en el mercado, pero teniendo en cuenta criterios propios del dimensionamiento de éstas.

Los diseños obtenidos de las diferentes máquinas se encuentran validados con programas computacionales aplicados al desarrollo del presente trabajo, facilitando el cálculo y verificación de los coeficientes de seguridad, por lo que éstos elementos garantizan la función que van a realizar.

En el proceso se aplicó los conocimientos adquiridos referentes al uso de mecanismos, proceso de manufactura y cálculo de resistencia en los materiales.

El proceso aplicado sigue todos los parámetros que establece el diseño de elementos de máquinas, relacionando con los costos, producción de la máquina, facilidad de construcción, mantenimiento y seguridades del operario.

Al término de este proyecto se concluye que económicamente es viable la ejecución del mismo, ya que la inversión total se recuperará en un tiempo de cuatro años.

Se puede mencionar también que si el proyecto desde el punto de vista económico es viable, analizándolo desde lo social, se genera fuentes de trabajo apoyando a las personas que viven del reciclaje y desde una visión ambiental también lo es, ya que contribuye al cuidado y protección del medio ambiente.

6.2 Recomendaciones.

Se recomienda realizar un estudio químico del agua mezclada con el desengrasante, utilizado para el lavado de plástico antes de la puesta en marcha de la planta para así garantizar que no haya un impacto ambiental al desecharla.

Para el funcionamiento de la máquina se debe verificar que esté conectada a una fuente de 220[V].

Verificar que las instalaciones eléctricas estén en condiciones de normal funcionamiento, para evitar daños en las máquinas.

Se debe cumplir con un mantenimiento semestral de la máquina, así se asegura la vida útil de los sistemas que la componen. Igualmente se debe efectuar un chequeo mensual de juntas, uniones y conexiones.

Se prohíbe al operario abrir las tapas de las máquinas mientras estén en funcionamiento.

Fijar las máquinas con pernos de anclaje, para reducir vibraciones y movimientos imprevistos de las mismas.

El plástico a ser procesado debe cumplir con una selección a su llegada al área de recepción.

Hacer un control de calidad durante todo el proceso de producción, para cumplir con los estándares de reciclaje en el mercado nacional.

BIBLIOGRAFÍA

OCW OpenCourseWare de la Universidad de Salamanca. (s.f.). Obtenido de <http://ocw.usal.es/eduCommons/enseñanzas-tecnicas/materiales-ii/contenidos/PLASTICOS.pdf>

CHOPEY NICOLAS P. (1988). *Manual de Calculos de Ingeniería.* Mc Graw Hill.

FOX R. ALAN M.,. (1989). *Introduccion ala Mecánica de Fluidos.* Mexico: Mc Graw Hill.

HAMROCK, B. (2000). *Elementos de Máquinas.* Mexico: McGraw - Hill.

OLIMPIADAS NACIONALES DE CONTENIDOS EDUCATIVOS EN INTERNET. (s.f.). Obtenido de <http://www.oni.escuelas.edu.ar/olimpi2000/santa-fe-norte/reciclando-plasticos/clasificacion.htm>

PERRY R. (1999). *Chemical Engineers' Handbook* (Septima ed.). Estados Unidos: Mc Graw Hill.

R.S. KHURMI; J.KGUPTA. (2005). *Machine Design.* EURASIA PUBLISHING HOUSE (PVT.) LTD.

SciELO scientific electronic library online. (s.f.). Obtenido de http://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S0120-46452010000100007&script=sci_arttext

SHIGLEY, J. (2006). *Mechanical Engineering Desing.* United States of America: McGraw - Hill Primis.

VIAN A. OCÓN J. (1976). *Elementos de Ingeniería Química.* España: Aguilar S.A.

Wikipedia. (s.f.). Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Par_motor

MORAN, I. 2006. *Apuntes de Diseno de Elementos de Máquinas I.* Ecuador : Espoch, 2006.

LARBURU, N. 2001. *Máquinas, Prontuario: tecnicas, maqinas herramientas.* Espana : Spain Paraninfo, 2001.