



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA
ENERGÍA Y MECÁNICA.

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECÁNICA.

TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MECÁNICA.

AUTOR: JHONNY EDUARDO CHÁVEZ AGUIRRE.

TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA MEDICIÓN
DEL DESGASTE POR ABRASIÓN SEGÚN LA NORMA ASTM G-65”.

DIRECTOR: ING. BORYS CULQUI.
CODIRECTOR: ING. VÍCTOR ANDRADE.

SANGOLQUÍ, 02 DE MARZO 2015.

CERTIFICADO DE TUTORÍA

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
INGENIERÍA EN MECÁNICA
CERTIFICADO

Ing. Borys Culqui e Ing. Víctor Andrade.

Certifican

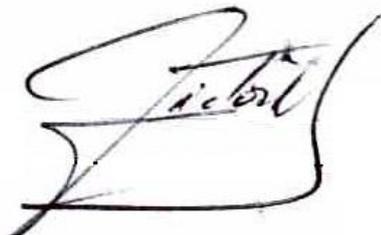
Que el trabajo titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA MEDICIÓN DEL DESGASTE POR ABRASIÓN SEGÚN LA NORMA ASTM G-65”**, realizado por el señor Jhonny Eduardo Chávez Aguirre, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las fuerzas Armadas- ESPE.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a Jhonny Eduardo Chávez Aguirre, que lo entregue al Ing. José Pérez , en su calidad de Director de la Carrera.

Sangolquí, 02 de Marzo de 2015.



Ing. Borys Culqui
Director
ID: L00007390



Ing. Víctor Andrade
Codirector
ID: L00007323

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
INGENIERÍA EN MECÁNICA

Yo, Jhonny Eduardo Chávez Aguirre

Declaro que:

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA MEDICIÓN DEL DESGASTE POR ABRASIÓN SEGÚN LA NORMA ASTM G-65**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría. En virtud de esta declaración me responsabilizo de su contenido, veracidad y alcance científico.

Sangolquí, 02 de Marzo de 2015.

A handwritten signature in black ink, written in a cursive style. The signature appears to read 'Jhonny Eduardo Chávez Aguirre'.

Jhonny Eduardo Chávez Aguirre

CC: 1716193527

ID: L00282919

Cel.: 0998387046 / 022087352

e-mail: jhoeduardo@hotmail.com.

AUTORIZACIÓN DE LA PUBLICACIÓN

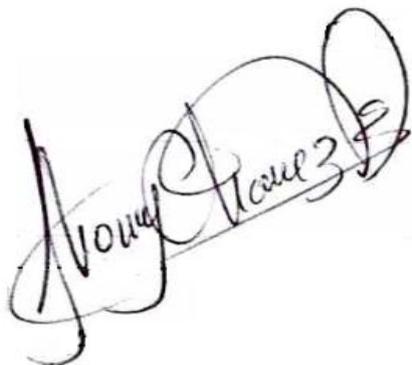
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE

INGENIERÍA EN MECÁNICA

Yo, JHONNY EDUARDO CHÁVEZ AGUIRRE

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA MEDICIÓN DEL DESGASTE POR ABRASIÓN SEGÚN LA NORMA ASTM G-65”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 02 de Marzo de 2015.

A handwritten signature in black ink, written in a cursive style. The signature appears to read 'Johnny Eduardo Chávez Aguirre'.

Jhonny Eduardo Chávez Aguirre

CC: 1716193527

ID: L00282919

Cel.: 0998387046 / 022087352

e-mail: jhoeduardo@hotmail.com

DEDICATORIA

En primer lugar este proyecto se lo dedico al ser que me ha permitido llegar a esta meta, moldeándome para esforzarme por conseguir este sueño.

A Dios.

Se lo dedico a mis padres, por su incansable e interminable apoyo que gracias a él pude llegar a donde estoy.

A mis padres.

Te lo dedico a ti abuelita, porque desde el cielo sé que me acompañas con tus oraciones, te amo y te extraño mucho en verdad.

Rosa Chacón.

Se lo dedico a mi familia, por siempre mantenerse a mi lado y apoyarme en todo momento.

A mi familia

Se lo dedico a mis amigos de ingeniería: electrónica, mecánica, sistemas, civil, mecatrónica, finanzas, comercial, economía, de medicina, odontología, por ese apoyo incondicional, y jalada de orejas, a lo largo de este proyecto.

A mis amigos.

Jhonny Eduardo Chávez Aguirre.

AGRADECIMIENTO

Te agradezco Dios, por el inmenso amor que siempre me has dado desde el vientre de mi madre, por mostrarme el camino y por darme cada día la fuerza y voluntad para no rendirme, por tu compañía en mis noches de penumbra y en mis días de felicidad durante este proyecto, ¡Muchas gracias!.....

Les agradezco mucho Papás, Ángel y Marlene, porque nunca se rindieron y jamás permitieron que decaiga, porque siempre estuvieron cuando más los necesitaba y por darme el amor más sincero y puro que he podido sentir, en verdad ¡Les agradezco de todo corazón!....

Les agradezco mucho a ustedes mi familia, por mostrarme que cada instante es una oportunidad de crecimiento, y siempre pendiente y junto a mí, en este proyecto, ¡Gracias de verdad!....

Les agradezco a ustedes mis amigos, por acompañarme cada noche, cada día, cada tarde, y ayudarme a devolver la confianza, empeño, paciencia, perseverancia, y el disfrutar de la vida, porque sin ello no hubiera podido conseguir esta meta, ¡Les agradezco de todo corazón!....

Jhonny Eduardo Chávez Aguirre.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO DE TUTORÍA	i
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN DE LA PUBLICACIÓN	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vi
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
ÍNDICE DE ECUACIONES	xix
LISTA DE ANEXOS	xxi
RESUMEN	xxii
ABSTRACT	xxiii
CAPITULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Definición del problema	2
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo general	2
1.3.2. Objetivos específicos	2
1.4. Justificación	3
1.5. Alcance	4
CAPITULO 2	5
MARCO TEÓRICO	5
2.1. Introducción de la tribología	5
2.1.1 Concepto de tribología	5
2.2. Contacto mecánico	7
2.3. Fricción	11
2.3.1. Leyes de fricción	12
2.3.2. Mecanismos de fricción en deslizamiento	13

2.4. Teoría del desgaste.....	15
2.4.1. Clases de desgaste.....	17
2.5. Principio de Bernoulli.....	24
2.6. Efecto Venturi.....	26
2.7. Transporte Neumático de Sólidos.....	27
2.7.1. Transporte en Fase Densa	28
2.7.2. Transporte en Fase Diluida	28
2.7.3. Transporte Vertical de Solidos	29
2.7.4. Transporte Horizontal de Solidos	31
2.7.5. Perdida de carga en el transporte neumático.....	32
2.8. Norma ASTM G-65.....	37
2.8.1. Equipo	39
2.8.2. Preparación de la probeta.....	40
2.8.3. Parámetros del ensayo.....	41
2.8.4. Cálculo y resultados.....	41
2.9. Materiales.....	43
2.9.1. Materiales de acuerdo a la norma ASTM G-65.....	43
2.9.2. Tratamientos térmicos	44
2.9.3. Abrasivo	46
2.9.4. Dispositivos eléctricos y electrónicos.....	48
CAPITULO 3.....	53
DISEÑO Y SELECCIÓN DE MATERIALES.....	53
3.1. Requerimientos de diseño.....	53
3.1.1. Componentes y dispositivos de máquina.....	53
3.1.2. Requerimientos y funciones del equipo.....	54
3.2. Alternativas de diseño	57
3.2.1. Matriz de valores y decisión	59
3.2.2. Selección de alternativa	65

3.3. Diseño mecánico.....	66
3.3.1. Diseño de sistema de transmisión.....	66
3.3.2. Diseño del sistema de llenado	91
3.3.3. Brazo de Palanca y Porta-probeta	112
3.3.4. Bastidor.....	117
3.3.5. Recolector de arena.....	126
3.3.7. Simulación	132
3.3.8. Diseño eléctrico y electrónico.....	137
3.4. Planos	143
CAPITULO 4.....	144
CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS	144
4.1. Lista de materiales	144
4.2. Diagramas de procesos de la máquina de ensayos de abrasión	146
4.2.1. Diagrama de montaje del bastidor.....	146
4.2.2. Diagrama de montaje del sistema de transmisión	148
4.2.3. Diagrama de montaje del brazo de palanca	150
4.2.4. Diagrama de montaje del sistema de llenado y transporte neumático ..	152
4.2.5. Diagrama de montaje del recolector de arena.....	157
4.2.6. Diagrama de montaje de protecciones del sistema de transmisión	160
4.2.7. Diagrama de montaje de las ventanas	161
4.3. Pruebas.....	162
4.3.1. Pruebas dimensionales	163
4.3.2. Pruebas del equipo en vacío	172
4.4. Consumo de energía.....	209
4.5. Manual de operación, seguridad y mantenimiento.....	210
CAPITULO 5.....	211
ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	211
5.1. Análisis Económico	211

5.1.1. Costos directos	211
5.1.2. Costos indirectos de fabricación	213
5.1.3. Costo de mano de obra.....	213
5.2. Análisis financiero	214
5.2.1. Consumo del servicio	214
5.2.2. Precio de la prestación de servicio.....	215
5.2.3. Oferta y Demanda.....	216
5.2.4. Proyección de ingresos.....	217
5.2.5. Utilidad neta.	218
5.2.6. TIR y VAN.....	220
CAPITULO 6.....	222
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	222
6.1. Conclusiones.....	222
6.2. Recomendaciones.....	223
Bibliografía.....	226
Anexos	228

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Clasificación de la tribología.....	6
Figura 2. Tribosistema.....	6
Figura 3. Área de contacto aparente	8
Figura 4. Área de contacto real.....	8
Figura 5. Efecto del incremento de la fuerza sobre el área real de contacto	9
Figura 6. Esfuerzo de compresión de una superficie blanda	9
Figura 7. Superficie apoyada sobre las asperezas y microasperezas	10
Figura 8. DCL del deslizamiento de un cuerpo sobre una superficie	11
Figura 9. DCL de un plano inclinado con fricción	12
Figura 10. Mecanismo de fricción por adhesión	13
Figura 11. Esquema de fricción causada por impurezas abrasivas	14
Figura 12. Esquema de Mecanismo de Fricción en Deslizamiento	14
Figura 13. Tasa de desgaste en función de: a) temperatura; b) carga	16
Figura 14. Fractura de Tratamientos Superficiales.....	16
Figura 15. Clasificación del desgaste	17
Figura 16. Esquema del desgaste adhesivo.....	18
Figura 17. Micrografía de acero AISI D1 por desgaste adhesivo.....	18
Figura 18. Micrografía del desgaste por fatiga.....	19
Figura 19. Micrografía del desgaste por corrosión	19
Figura 20. Superficie con desgaste erosivo.....	20
Figura 21. Micrografía del desgaste por abrasión	21
Figura 22. Desgaste abrasivo por contacto entre superficies	21
Figura 23. Desgaste abrasivo de dos cuerpos.....	22
Figura 24. Desgaste abrasivo de dos cuerpos.....	22
Figura 25. Modelo para el desgaste abrasivo	23
Figura 26. Efecto Bernoulli	25
Figura 27. Efecto Venturi	26
Figura 28. Diagrama de Fases en transporte neumático vertical.....	29
Figura 29. Diagrama de fases en transporte neumático horizontal	31
Figura 30. Caída de presiones.....	35
Figura 31. . Diagrama sistemático de la máquina de ensayo de abrasión	39
Figura 32. Esquema de materiales usados de la norma ASTM G-65	43

Figura 33. Tratamientos térmicos.....	44
Figura 34. Geometría de granos: irregulares y redondos.....	47
Figura 35. Breaker	48
Figura 36. Variador de frecuencia	49
Figura 37. Interruptor.....	49
Figura 38. Interruptor paro de emergencia	50
Figura 39. Sensor inductivo.....	50
Figura 40. Display electrónico digital	51
Figura 41. Luces indicadoras de tablero	51
Figura 42. Cable concéntrico	52
Figura 43. Blower	52
Figura 44. Funciones de la máquina de abrasión.....	55
Figura 45. Estructura funcional de la máquina de abrasión.....	56
Figura 46. Esquema de Sistema de Transmisión	66
Figura 47. Diagrama de Cuerpo Libre de las Poleas Motriz e Inducida.....	66
Figura 48. Selección de bandas en V industriales.....	67
Figura 49. Parámetros de durabilidad para algunas secciones en V	67
Figura 50. Longitudes estándar de Bandas en V.....	69
Figura 51. Factores de corrección por ángulo de contacto $C\theta$ y longitud CL	70
Figura 52. Capacidades de Bandas 3V	71
Figura 53. Factores de servicio sugeridos K_s	71
Figura 54. Parámetros K_b y K_c de bandas en V	72
Figura 55. Factores de Servicio sugeridos K , para transmisiones de B.V.....	73
Figura 56. Parámetros K_b y K_c de bandas en V.....	74
Figura 57. Parámetros de Durabilidad para algunas secciones en V.....	75
Figura 58. Sistema de transmisión.....	76
Figura 59. Esquema del eje de transmisión.....	77
Figura 60. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión.....	78
Figura 61. Diagrama de fuerzas plano XZ del eje de transmisión.	79
Figura 62. Diagrama de fuerzas Plano XY del eje de transmisión.....	79
Figura 63. Diagrama de esfuerzo cortante plano XZ del eje de transmisión.....	80
Figura 64. Diagrama de momento plano XZ del eje de transmisión.....	80
Figura 65. Diagrama de esfuerzo cortante plano XY del eje de transmisión.	81

Figura 66. Diagrama de momento plano XY del eje de transmisión.	81
Figura 67. Entrada de velocidad del eje de transmisión.....	84
Figura 68. Diámetros principal y de escalón del eje de transmisión.....	84
Figura 69. Distribución de cargas en el eje de transmisión.....	85
Figura 70. Resultados de desviación máxima y angular eje de transmisión.....	85
Figura 71. Resultados del eje de transmisión de diámetro corregido.	86
Figura 72. Esquema dimensional del eje de transmisión.	89
Figura 73. Esquema dimensional del volante de ensayo de abrasión.	90
Figura 74. Esquema de tolva.	91
Figura 75. Parámetros de arena abrasiva.....	92
Figura 76. Geometría de la boquilla.....	93
Figura 77. Diagrama de tubo Venturi entrada.	96
Figura 78. Diagrama tubo de Venturi salida.	97
Figura 79. Esquema del tubo de Venturi.....	98
Figura 80. Diagrama de transportación.	100
Figura 81. Esquema dimensional de boquilla ASTM G-65.	106
Figura 82. Esquema dimensional tolva de descarga.	107
Figura 83. Esquema dimensional línea de transporte neumático.	108
Figura 84. Esquema dimensional tubo de entrada del blower.....	109
Figura 85. Esquema dimensional tubo de venturi.	110
Figura 86. Esquema dimensional tolva de carga.....	111
Figura 87. Esquema dimensional boca de descarga.	111
Figura 88. Parámetros de fuerza ASTM G-65.....	112
Figura 89. Brazo de palanca.	112
Figura 90. Diagrama de cuerpo libre del brazo de palanca.	113
Figura 91. Esfuerzo cortante de perno	114
Figura 92. Dimensiones norma ASTM G-65, brazo de palanca.....	115
Figura 93. Brazo de palanca.	115
Figura 94. Esquema dimensional de porta probeta.....	116
Figura 95. Dimensiones de tocho para aplicar fuerza de 130 N (30 lbf).	116
Figura 96. Esquema dimensional gancho para contrapeso.....	117
Figura 97. Esquema de Bastidor.	118
Figura 98. DCL soporte para brazo de palanca	119

Figura 99. Esquema dimensional bastidor.....	120
Figura 100. Esquema dimensional de soporte de motor.	121
Figura 101. Esquema dimensional soporte chumacera.	121
Figura 102. Esquema dimensional soporte de tubería.	122
Figura 103. Esquema Dimensional soporte volante para brazo de palanca.	122
Figura 104. Esquema dimensional soporte brazo de palanca.....	123
Figura 105. Esquema dimensional volante para brazo de palanca.	123
Figura 106. Esquema dimensional plancha de sujeción.	124
Figura 107. Esquema dimensional soporte sensor inductivo.	124
Figura 108. Esquema dimensional ventana de protección.	125
Figura 109. Esquema dimensional ventana de protección.	125
Figura 110. Geometría de recolector de arena.	126
Figura 111. Esquema dimensional recipiente del recolector de arena.	128
Figura 112. Esquema dimensional boca de descarga del recolector de arena.	129
Figura 113. Esquema dimensional boquilla del recolector de arena.	130
Figura 114. Protecciones del sistema de transmisión.....	130
Figura 115. Dimensiones protección doblada.	131
Figura 116. Dimensiones protección lateral.	131
Figura 117. Dimensiones protección larga.	132
Figura 118. Sistema de análisis estático.....	133
Figura 119. Propiedades mecánicas de acero AISi 1018.	134
Figura 120. Gráfico de la geometría del eje.	134
Figura 121. Ubicación de soportes (chumaceras).	135
Figura 122. Fijación de caras cilíndricas.	135
Figura 123. Aplicación de fuerza en sección crítica (polea).....	135
Figura 124. Mallado del eje de transmisión.	136
Figura 125. Esfuerzos de Von Mises.	136
Figura 126. Circuito de fuerza.....	137
Figura 127. Circuito de control.....	138
Figura 128. Circuito electrónico.	138
Figura 129. Contactor eléctrico.....	141
Figura 130. Variador de Frecuencia.....	141
Figura 131. Motor eléctrico trifásico de 1 HP.	142

Figura 132. Sensor inductivo.	143
Figura 133. Breaker 10 A.....	143
Figura 134. Isometría del bastidor.....	146
Figura 135. Diagrama de flujo montaje del bastidor.....	147
Figura 136. Montaje del bastidor.	148
Figura 137. Isometría del sistema de transmisión.	149
Figura 138. Montaje del sistema de transmisión.	149
Figura 139. Montaje del sistema de transmisión.....	150
Figura 140. Isometría del brazo de palanca.	151
Figura 141. Diagrama de montaje del brazo de palanca.....	151
Figura 142. Isometría de secuencia de montaje del brazo de palanca.....	152
Figura 143. Isometría del sistema de llenado.....	152
Figura 144. Isometría del Sistema de transporte neumático.	153
Figura 145. Diagrama de montaje del sistema de llenado.	154
Figura 146. Diagrama de montaje del sistema de llenado.	156
Figura 147. Isometría de secuencia de montaje de sistema de llenado	156
Figura 148. Secuencia de montaje sistema de transporte neumático.....	157
Figura 149. Isometría recolector de arena.....	158
Figura 150. Diagrama de montaje del recolector de arena.	159
Figura 151. Isometría de secuencia de montaje del recolector de arena.	159
Figura 152. Isometría protecciones sistema de transmisión.....	160
Figura 153. Diagrama de montaje de las protecciones.	160
Figura 154. Ensamble de protecciones del sistema de transmisión.....	161
Figura 155. Isometría ventanas.	161
Figura 156. Diagrama de montaje de ventanas.	162
Figura 157. Secuencia de montaje de ventanas.....	162
Figura 158. Panel de control de la máquina de abrasión.	173
Figura 159. Distribución norma de revoluciones del disco.....	176
Figura 160. Pruebas de dureza shore A.....	177
Figura 161. Pruebas de fuerza para brazo de palanca con dinamómetro.....	178
Figura 162. Pruebas de fuerza para brazo de palanca en extremo probeta.	178
Figura 163. Distribución normal de pruebas de masa del contrapeso.	180
Figura 164. Distribución normal de pruebas de fuerza de impacto.	182

Figura 165. Distribución normal de pruebas de caudal de arena.....	186
Figura 166. Distribución normal de pruebas de caudal de aire.	188
Figura 167. Distribución normal de pruebas de velocidad del aire.	190
Figura 168. Balanza electrónica.	192
Figura 169. Pulido espejo de probeta.....	192
Figura 170. Sujeción de probeta AISI 4340 en portaprobetas.....	193
Figura 171. Colocación contrapeso.	193
Figura 172. Ensayo de abrasión.....	193
Figura 173. Probeta AISI 4340 ensayada.....	194
Figura 174. Peso de probeta luego del ensayo de abrasión.	194
Figura 175. Distribución normal de volumen perdido.....	197
Figura 176. Probetas desgastadas AISI 4340.....	197
Figura 177. Medición de profundidad del desgaste abrasivo AISI 4340.....	199
Figura 178. Comparador de reloj.....	200
Figura 179. Medición de la profundidad del desgaste abrasivo.	200
Figura 180. Distribución normal de profundidad del desgaste abrasivo.	202
Figura 181. Probeta AISI 4340 cortada transversalmente.	203
Figura 182. Microscopía metalúrgica acero AISI 4340.	204
Figura 183. Medición del desgaste por microscopía metalúrgica.....	204
Figura 184. Microscopio electrónico de barrido MIRA3 TESCAN.....	206
Figura 185. Colocación de probeta AISI 4340 en microscopio electrónico.....	206
Figura 186. Microscopía electrónica de barrido a 507x, 25 kV.....	207
Figura 187. Microscopía electrónica de barrido a 3.73kx, 25 kV.....	207
Figura 188. Microscopía electrónica de barrido a 2,82 kx, 25 kV.....	208
Figura 189. Microscopía electrónica de barrido a 31,6 kx, 20 kV.....	209
Figura 190. Tamices de 50 a 70 AFS.....	224

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características del desgaste.....	17
Tabla 2. Diferencias de los transportes en fase diluida y densa.	28
Tabla 3. Parámetros de Ensayo de la Norma ASTM G-65.	41
Tabla 4. Clasificación AFS arena	47
Tabla 5. Especificaciones para el Diseño: ingeniero; R: Requerido; D: Deseado...	54
Tabla 6. Alternativas de Diseño.....	58
Tabla 7. Matriz de Valores.....	60
Tabla 8. Calificación de Parámetros de Alternativas.....	61
Tabla 9. Calificación de Parámetros de Alternativas.....	61
Tabla 10. Matriz de Decisión.....	65
Tabla 11. Especificación de la Selección de Alternativa.....	65
Tabla 12. Resumen de lista de materiales.....	144
Tabla 13. Pruebas dimensionales del bastidor, plano: 6000.	163
Tabla 14. Pruebas dimensionales del soporte del volante, plano: 6002.	164
Tabla 15. Pruebas dimensionales base brazo de palanca, plano: 6003.....	164
Tabla 16. Medida rectificada, plano: 6003.	164
Tabla 17. Pruebas dimensionales del bastidor, plano: 6004.	165
Tabla 18. Pruebas dimensionales del volante de transmisión, plano: 2001.....	165
Tabla 19. Rectificación de dimensionales del volante de transmisión.....	166
Tabla 20. Pruebas dimensionales del eje de transmisión, plano: 2002.	166
Tabla 21. Rectificación de dimensionales del eje de transmisión, plano: 2002.	166
Tabla 22. Pruebas dimensionales del porta probeta, plano: 4001.....	167
Tabla 23. Pruebas dimensionales del brazo de palanca, plano: 4002	167
Tabla 24. Pruebas dimensionales del contrapeso, plano: 4003.....	167
Tabla 25. Pruebas dimensionales de la tolva de carga, plano: 1006-1.....	168
Tabla 26. Rectificación de altura de la tolva de carga, plano: 1006-1.....	168
Tabla 27. Pruebas dimensionales de tapa tolva de carga, plano: 1006-2.	168
Tabla 28. Pruebas dimensionales de boca de descarga, plano: 1015.....	169
Tabla 29. Pruebas dimensionales de boca de descarga, plano: 1015.....	169
Tabla 30. Pruebas dimensionales de conjunto boquilla, plano: 3002.....	170
Tabla 31. Pruebas dimensionales de boquilla, plano: 3003.....	170
Tabla 32. Pruebas dimensionales de recolector arena, plano: 5000.....	170

Tabla 33. Pruebas dimensionales de protección doblada, plano: 8001.....	171
Tabla 34. Pruebas dimensionales de protección lateral, plano: 8002.....	171
Tabla 35. Pruebas dimensionales de protección larga, plano: 8003.....	171
Tabla 36. Pruebas dimensionales de ventana izquierda, plano: 9000.....	172
Tabla 37. Pruebas dimensionales de ventana derecha, plano: 10000.....	172
Tabla 38. Verificación de pruebas en vacío sistema de transmisión.....	174
Tabla 39. Revoluciones del disco.....	174
Tabla 40. Distribución normal de revoluciones del disco.....	175
Tabla 41. Resultados de pruebas del masa del contrapeso.....	179
Tabla 42. Resultados de pruebas del masa del contrapeso.....	180
Tabla 43. Resultados de pruebas de fuerza de impacto.....	181
Tabla 44. Distribución normal de pruebas de fuerza de impacto.....	182
Tabla 45. Verificación de pruebas en vacío sistema de llenado.....	183
Tabla 46. Verificación de pruebas en vacío transportación de arena.....	184
Tabla 47. Calibración del caudal de arena del sistema de llenado.....	185
Tabla 48. Resultados de pruebas de caudal de arena del sistema de llenado.....	185
Tabla 49. Distribución normal de pruebas del caudal de arena.....	186
Tabla 50. Resultados de pruebas de caudal de aire.....	187
Tabla 51. Distribución normal de pruebas del caudal de aire.....	188
Tabla 52. Resultados de pruebas de velocidad del aire.....	189
Tabla 53. Distribución normal de pruebas de velocidad del aire.....	190
Tabla 54. Datos 1 de ensayo de abrasión.....	195
Tabla 55. Datos del ensayo de abrasión 2.....	195
Tabla 56. Distribución normal de pruebas de la probeta de acero AISI 4340.....	196
Tabla 57. Profundidad máxima de desgaste abrasivo.....	201
Tabla 58. Distribución normal de profundidad de desgaste.....	202
Tabla 59. Consumo de energía del equipo de abrasión.....	209
Tabla 60. Costos y materiales de la máquina de abrasión.....	211
Tabla 61. Costos indirectos de fabricación.....	213
Tabla 62. Costo de mano de obra.....	213
Tabla 63. Horas de consumo de la máquina de abrasión.....	214
Tabla 64. Costo del material usado durante el ensayo de abrasión.....	214
Tabla 65. Costo indirecto de fabricación.....	215

Tabla 66. Sueldo de mano obra.....	215
Tabla 67. Capacidad total de horas laborables.....	215
Tabla 68. Oferta y demanda.....	216
Tabla 69. Proyección de ingresos durante 5 años.	217
Tabla 70. Estado de resultados.	218
Tabla 71. Utilidad neta y depreciación.....	220
Tabla 72. Inversión inicial por años.....	221
Tabla 73. TIR y VAN.....	221

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecu. 1. Esfuerzo de compresión	9
Ecu. 2. Esfuerzo cortante maximo	10
Ecu. 3. Area de contacto elástico.....	10
Ecu. 4. Proporción de la carga.....	10
Ecu. 5. Área con carga norma	11
Ecu. 6. Carga plástica.....	11
Ecu. 7. Coeficiente de fricción estático	13
Ecu. 8. Volumen de desgaste	18
Ecu. 9. Identación en ausencia de fuerza tangencial	23
Ecu. 10. Fuerza tangencial necesaria para el rayado	23
Ecu. 11. Coeficiente de fricción abrasivo	24
Ecu. 12. Relación del area con el desgaste	24
Ecu. 13. Coeficiente Kp	24
Ecu. 14. Energía cinética	24
Ecu. 15. Eneregía potencial.....	24
Ecu. 16. Energía de flujo.....	24
Ecu. 17. Ecuación de Bernoulli	25
Ecu. 18. Caudal	27
Ecu. 19. Velocidad ideal de entrada en tubo venturi	27
Ecu. 20. Caudal en función del coeficiente C.....	27
Ecu. 21. Perdida de carga en tubos.....	29
Ecu. 22. Factor de fricción para Re menores a 2000	30
Ecu. 23. Factor de fricción para Re menores a 2000 y mayores a 20000	30
Ecu. 24. Factor de fricción para Re mayores a 20000	30
Ecu. 25. Numero de Reynolds	30
Ecu. 26. Velocidad de ahogo	31
Ecu. 27. Densidad del fluido	31
Ecu. 28. Flujo másdico	32
Ecu. 29. Velocidad del gas	32
Ecu. 30. Velocidad del solido.....	32
Ecu. 31. Velocidad intersticial del fluido	33
Ecu. 32. Velocidad intersticial del fluido	33
Ecu. 33. Velocidad relativa	33
Ecu. 34. Flujo másico del solido.....	33

Ecu. 35. Flujo másico del solido.....	34
Ecu. 36. Carga de solidos en función de los flujos másicos	34
Ecu. 37. Flujo másico del solido por unidad de area	35
Ecu. 38. Balance de energía mecánica en estado estacionario	36
Ecu. 39. Transporte neumático vertical.....	36
Ecu. 40. Transporte neumático horizontal.....	36
Ecu. 41. Transporte neumático horizontal en función de la porosidad	36
Ecu. 42. Velocidad intersticial del solido en función de la densidad del solido	36
Ecu. 43. Factor de velocidades intersticiales	37
Ecu. 44. Coeficiente de arrastre para valores menores a 1.....	37
Ecu. 45. Coeficiente de arrastre para valores menores a 1 y mayores a 500.....	37
Ecu. 46. Coeficiente de arrastre para mayores a 200000.	37
Ecu. 47. Reynolds en función de la viscosidad del aire.....	37
Ecu. 48. Perdida de volumen.....	41
Ecu. 49. Ajuste de volumen perdido.....	41
Ecu. 50. Numero de pruebas de abrasión.....	42

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A: NORMA ASTM G-65

ANEXO B: PLANOS DE MÁQUINA DE ABRASIÓN

ANEXO C: LISTA DE MATERIALES

ANEXO D: DIAGRAMAS DE PROCESOS

ANEXO E: MANUALES

ANEXO F: PROCEDIMIENTO DE ENSAYO DE ABRASIÓN

RESUMEN

Este proyecto consiste en el "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA MEDICIÓN DEL DESGASTE POR ABRASIÓN SEGÚN LA NORMA ASTM G-65". El estudio tribológico durante décadas ha sido la primicia en determinar las características de los materiales sometidos a cualquier tipo de desgaste, y uno de los principales fenómenos es el desgaste abrasivo, que perjudica severamente a las funciones de servicio de los materiales en condiciones de trabajo, es así que nace el diseño y construcción de un equipo para medir la abrasión, basado en la norma ASTM G-65, que evalúa y clasifica a los materiales metálicos, por la pérdida de volumen, durante un ensayo sometido a una fuerza de impacto de 130 N (30 lb), que es producida por un brazo de palanca, en una cortina de arena de sílice con un flujo de 300 a 400 g/min, contra un disco recubierto de caucho clorobutil a una dureza de 60 shore. Para la comprobación del diseño de la máquina, se realizaron 10 ensayos de acuerdo al procedimiento E de la norma, que dieron como resultado una media en volumen de desgaste de 48,5 mm³ frente a los 49±3 mm³ que propone la norma ASTM G-65, así demostrando que el equipo está calificado. Una vez comprobado la funcionabilidad de la máquina, se levantó un procedimiento de operación, seguridad y mantenimiento para asegurar la continuidad de trabajo de la misma.

Palabras claves: Desgaste, Abrasión, ASTM G-65, Arena silica, volumen de desgaste.

ABSTRACT

This project consists of the "DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MACHINE FOR MEASURING ABRASION ACCORDING TO ASTM G-65". The tribological study has for decades been the first in determining the characteristics of the materials subjected to any kind of wear, and one of the main phenomena is the abrasive wear, which severely harms the service functions of the materials on working conditions, Thus was born the design and construction of equipment to measure abrasion, based on ASTM G-65 standard, which evaluates and ranks the metallic material by volume loss for a subject to an impact force test 130 N (30 lb), which is produced by a lever arm, in a curtain of silica sand with a flow of 300 to 400 g / min against a chlorobutyl rubber wheel with hardness 60 shore. To test the design of the machine 10 tests according to the procedure E of the standard, which resulted in an average volume wear of 48.5 mm³ versus 49 ± 3 mm³ proposed ASTM G-65 standard, showing that the machine is qualified. After checking the functionality of the machine a method of operating, safety and maintenance rose to ensure continuity of work of the same.

Keywords: wear, abrasion, silica sand, ASTM G-65, volume of wear

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

Desde tiempos remotos el hombre siempre ha estado en contacto con los fenómenos de desgaste, fricción y lubricación. Antes de Cristo ya existían herramientas rudimentarias que le daban diferentes aplicaciones.

Durante el período paleolítico para producir fuego o hacer agujeros se fabricaron cojinetes hechos de cuerno o hueso (3500 años A.C.), también se descubrió que utilizaban taladros de piedra, tornos alfareros, que también se emplearon como cojinetes de piedra pulida (2000 años A.C.).

Después construyeron chumaceras para tareas específicas, al igual que la rueda, pero conforme pasó el tiempo, se dieron cuenta que la herramienta sufría desgaste, entonces tomaron interés y se preguntaban, cuál era la causa. Conforme realizaban experimentos, verificaban, cual eran los puntos principales del problema y desarrollaron máquinas tribológicas de acuerdo a la época que transcurría.

Por eso mediante el conocimiento de los fenómenos de desgaste y fricción a través de los años, se requiere actualmente, diseños que soporten adversidades de dichos fenómenos, haciéndolo dispensable para un diseño mecánico.

DESARROLLO HISTÓRICO DE LAS MÁQUINAS TRIBOLÓGICAS.

El estudio de las ruedas en vehículos viene de las tablas encontradas en Sumeria, distrito de Babilonia, cerca del año 3500 A.C. Vehículos como el carruaje, usado para la transportación de estatuas que pesaban 60 toneladas y para la transportación de bloques de construcción, estos fueron los rasgos de gran importancia en el ámbito de la tribología egipcia. Pero

durante el transcurso de los años se encontró de una tumba egipcia que un carruaje usaba lubricante original en sus ejes, dicho lubricante era pegajoso y ligeramente aceitoso con un punto de fusión de 49.5 °C, tal lubricante debió ser el apropiado para la lubricación de los ejes en un ambiente cálido. Ese gran desarrollo que hubo en esa época de vehículos o carruajes, carros de transportación, se enfocaba al uso de rodamientos y trineos, descubrimiento que fue realizado por los egipcios.

Más adelante, en Roma imperial se utilizaron los conocimientos empíricos de la tribología, dado que se encontró en fragmentos en el año de 1928 de lo que parece ser una bola de bronce de un cojinete de empuje, que muestra una marca semejante a los cojinetes actuales, y que era utilizado para transportar una pequeña estatua, que data del año 12-40 D.C.

1.2. Definición del problema

La necesidad del conocimiento de las características mecánicas y condiciones a las que son sometidos los materiales metálicos y la falta de un equipo de ensayos para medición del desgaste abrasivo, bajo un estándar internacional (norma ASTM G-65), determina el diseño y la construcción de la máquina propuesta.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar y construir una máquina para la medición del desgaste por abrasión de según la norma ASTM G-65.

1.3.2. Objetivos específicos

- Establecer los parámetros de diseño para la máquina de medición del desgaste por abrasión.
- Realizar la selección de alternativas de cada sistema que va a integrar la máquina de ensayos de abrasión.

- Realizar el diseño de detalle: selección de elementos comerciales, planos de ensamble, de taller y simulación de la sección más crítica del eje del sistema de transmisión, utilizando un software CAD-CAM.
- Construir, ensamblar y verificar el funcionamiento de la máquina para la medición del desgaste por abrasión, según el procedimiento E de la norma ASTM G-65.
- Realizar pruebas iniciales de funcionamiento de acuerdo al procedimiento E de la norma ASTM G-65
- Realizar el manual de operación, seguridad y mantenimiento de la máquina para medición del desgaste por abrasión.

1.4. Justificación

Desde el inicio de la era industrial, la importancia del estudio e investigación del comportamiento de los materiales usados en máquinas, equipos, estructuras etc., para disminuir los costos y mejorar las propiedades de servicio, ha sido el principal objetivo.

Al inicio de estas investigaciones y con el fin de disminuir el desgaste de los elementos a los movimientos relativos que están sometidos, se orientó hacia el uso de lubricantes o reemplazo de la pieza debido a las condiciones económicas resultantes, en vez de prevenir el desgaste usando materiales con mejores propiedades. Pero en la actualidad debido al incremento del costo de la materia prima y mano de obra, se ha puesto énfasis en el estudio del comportamiento de los materiales en condiciones de servicio.

Por lo tanto el objetivo de este trabajo es la construcción de una máquina para realizar ensayos de abrasión con una rueda de caucho en un flujo de arena bajo el estándar ASTM G-65.

Dicho equipo podrá ser empleado en el futuro para un gran número de estudios cualitativos y cuantitativos del comportamiento de los materiales, bajo condiciones locales.

1.5. Alcance

Diseñar y construir una máquina basada en el estándar internacional ASTM G-65, que permita mediante las pruebas iniciales alcanzar los parámetros especificados en el procedimiento E de la norma (ASTM G-65).

CAPITULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción de la tribología

La tribología ha existido desde tiempos remotos y ha sido de gran desarrollo para la humanidad, como ejemplo: la generación de calor para producir fuego, las primeras chumaceras usadas en la rueda, el uso de lubricantes de animales para el desplazamiento de grandes bloques de roca, y el uso de cojinetes, etc.

“En 1966, el Ministerio de Educación y Ciencia de Gran Bretaña reconoce a la tribología como una ciencia, que fue encabezada por el Científico Peter Jost” (Soto, 2004).

A partir de aquí la tribología toma un desarrollo exorbitante, ya que se crea la necesidad de involucrar diferentes disciplinas científicas como: física, ciencia de materiales, química e ingeniería mecánica, para comprender los diferentes fenómenos en el contacto y movimiento relativo de dos cuerpos, con el fin de diseñar elementos mecánicos más eficientes, durables y con un tiempo de vida prolongado.

2.1.1 Concepto de tribología

La tribología proviene del griego(τριβος), que significa fricción o rozamiento y (λογος), que significa estudio, por lo tanto se define a la tribología como, “*la ciencia y tecnología que estudia las superficies que están en contacto y movimiento relativo así como los fenómenos que se derivan*” (Stolarski, 1991).



Figura 1. Clasificación de la tribología

Fuente: (Hutchings, 1922)

La lubricación, el desgaste y la fricción, como partes fundamentales de la tribología, debe ser comprendidos de manera conjunta y relacionar múltiples disciplinas como: física, química e ingeniería mecánica, al igual que la mecánica de sólidos, mecánica de fluidos, termodinámica, transferencia de calor, lubricación, diseño de máquinas, etc, debido a que las tasas de desgaste no dependen solo de las propiedades del material, sino del ambiente al cual el material está sometido o mejor conocido como tribosistema.

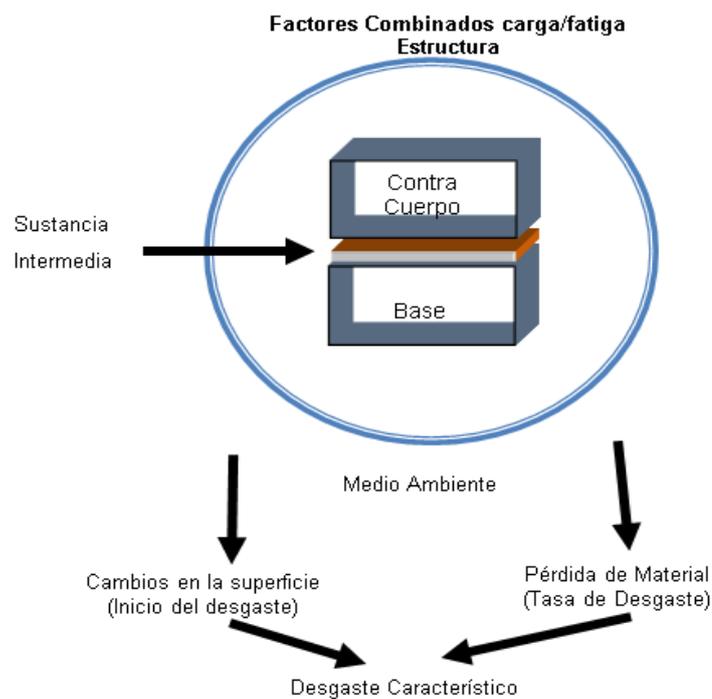


Figura 2. Tribosistema

El gran desarrollo de esta ciencia en la industria mundial, ha incidido positivamente en aspectos técnico-económicos, mediante el incremento de la durabilidad de partes de máquinas, por medio de herramientas matemáticas y gráficas, que permiten una selección adecuada de lubricantes para proteger un equipo o elemento mecánico.

Otros procedimientos de la tribología evalúan específicamente a cada máquina y dispositivo tomando en cuenta las condiciones de trabajo, tipo de materiales y superficies de contacto, por tanto su mayor beneficio en la industria, incide en:

- Incremento de productividad
- Reducción de fallas mecánicas
- Confiabilidad en los procesos
- Incremento en la vida útil de los equipos
- Incremento de la eficiencia
- Reducción de costos
- Reducción de consumo de energía por reducción de fricción
- Mantenimiento predictivo y correctivo
- Incremento de la calidad

2.2. Contacto mecánico

Los fenómenos de fricción y desgaste presentes en las superficies se muestran entre el contacto y movimiento relativo al igual que las propiedades geométricas, mecánicas, físicas y químicas de los mismos.

Las propiedades mecánicas son: módulos de elasticidad, dureza, parámetros de fatiga, etc. Las propiedades físicas: características de endurecimiento y constante de difusión de materiales. Las químicas: composición y polaridad de las superficies y por último las propiedades geométricas, que se refieren a las formas y al contacto de las superficies como la distribución y configuración de las asperezas en la superficie, es decir, donde el contacto mecánico aparece debido al deslizamiento de una

superficie respecto a otra (superficie aparente y superficie real), como la figura 3.

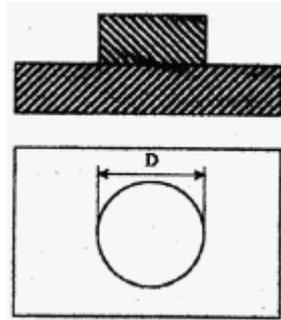


Figura 3. Área de contacto aparente

Fuente (Raymond, 1994).

Las superficies no son completamente planas porque presentan rugosidades en el área real de contacto, por lo tanto el contacto solo ocurre en las crestas respectivas en ambas superficies, y cada pequeña área aparente de contacto entre superficies, se denomina microcontacto y la sumatoria de todas, determina el área real de contacto.

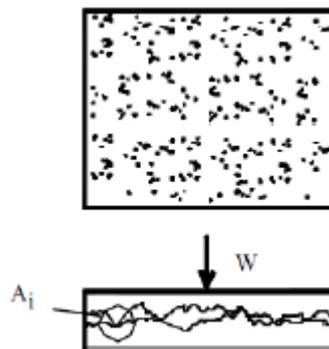


Figura 4. Área de contacto real

Fuente (Raymond, 1994).

El área real de contacto disminuye o aumenta de acuerdo a la fuerza normal a la que estén sometidas las superficies.

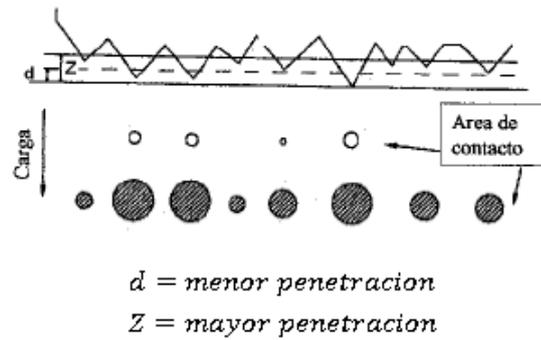


Figura 5. Efecto del incremento de la fuerza sobre el área real de contacto

Fuente: (Raymond, 1994).

Hertz en 1886 demostró, que para un contacto elástico de un cuerpo hemisférico duro y liso que se desliza sobre una superficie suave y lisa, sometidos a la acción de una carga, se puede calcular el esfuerzo de compresión σ_r a cualquier distancia radial r del centro del área circular de diámetro $2a$:

$$\sigma_r = \sigma_{max} \left(1 - \frac{r^2}{a^2} \right)^{1/2} \quad (\text{Ecu. 1})$$

Esto significa que, si el esfuerzo de fluencia del material blando no es excesivo, el esfuerzo máximo de compresión se localiza en el centro del círculo de contacto, el cual tiende a cero en los bordes del área, cuando $r = a$. Como en la figura 6

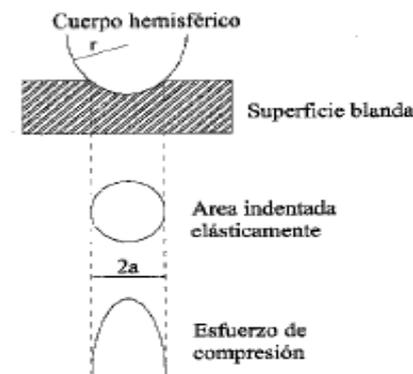


Figura 6. Esfuerzo de compresión de una superficie blanda

Fuente: (Raymond, 1994).

“Si se toma en cuenta que el esfuerzo máximo normal está localizado sobre la superficie y el esfuerzo cortante máximo τ_{max} , en el interior del material a una distancia $0,5a$ por debajo de la superficie, el esfuerzo cortante se expresa como:

$$\tau_{max} = 0,31\sigma_{max} \quad (\text{Ecu. 2})$$

Y el área de contacto elástico se calcula:

$$A_e = \pi \left(\frac{3WR}{4E} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (\text{Ecu. 3})$$

Dónde:

E = Modulo de Young

R = Radio de la aspereza

W = Carga

Es decir que el área es proporcional a la carga como la siguiente ecuación.

$$A_e \approx W^{\frac{2}{3}} \quad (\text{Ecu. 4})$$

Para este caso, las superficies usadas en las interfaces no son perfectamente lisas, ya que contiene microasperezas, donde descansa el área de contacto, tal como lo muestra la figura 7

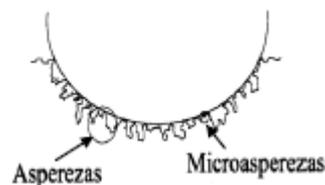


Figura 7. Superficie apoyada sobre las asperezas y microasperezas

Fuente: (Archard, 1953).

Considerando la rugosidad y las asperezas en un análisis sucesivo, se llega a una etapa en el que el área de contacto elástico llega a ser casi proporcional a la carga normal aplicada.

$$A_e = constante \times W_e \quad (\text{Ecu. 5})$$

Durante el deslizamiento inicial de los cuerpos, la forma de desgaste en su mayoría es en forma plástica. Donde el área real de contacto plástico depende directamente de la carga y es independiente de la distribución de alturas de las asperezas; por lo tanto, el área plástica es directamente proporcional a la carga e inversamente proporcional a la dureza. Dado que esta última es una constante, se tiene que el área plástica es proporcional a la carga plástica” (Archard, 1953).

$$H = \frac{W_p}{A_p} \quad (\text{Ecu. 6})$$

2.3. Fricción

La fricción se define como la resistencia al movimiento que es experimentada durante el deslizamiento, cuando un cuerpo se mueve tangencialmente sobre otro con el cual está en contacto. La fuerza tangencial resistiva que actúa en una dirección directamente opuesta a la dirección del movimiento es la llamada fuerza de fricción F .

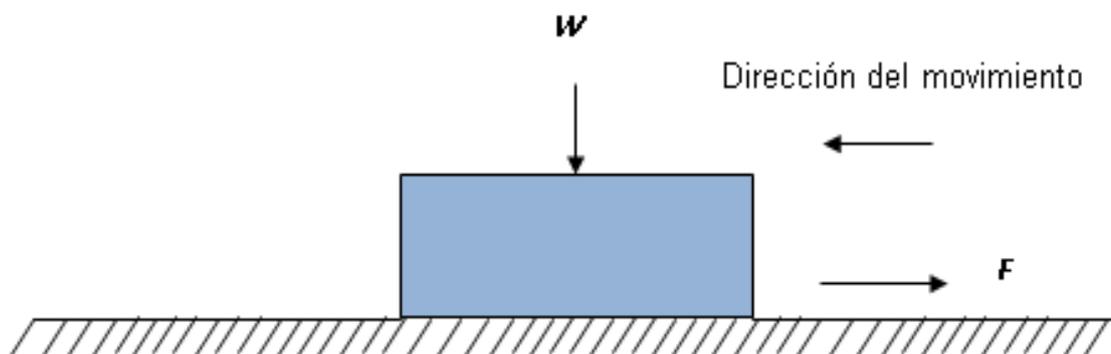


Figura 8. DCL del deslizamiento de un cuerpo sobre una superficie

La fuerza de fricción es estática, si el valor de la fuerza tangencial es requerido para iniciar el movimiento F_s , y si el valor de la fuerza tangencial es requerido para mantener el movimiento relativo se denomina cinética o dinámica F_k . La fuerza de fricción estática es mayor a la fuerza de fricción cinética. Y la fricción no es una propiedad del material sino una respuesta del sistema.

2.3.1. Leyes de fricción

Existen tres leyes básicas de fricción:

1ª ley: la fricción es independiente del área aparente de contacto.

2ª ley: la fuerza de fricción, es proporcional a la carga normal W aplicada.

3ª ley: la fricción es independiente de la velocidad de deslizamiento.

“El coeficiente de fricción como se indica en la 3ª ley de fricción es independiente de la velocidad de deslizamiento, pero hasta 10 m/s, ya que después de este valor disminuye el coeficiente de fricción cuando aumenta la velocidad” (Carrillo, 2001).

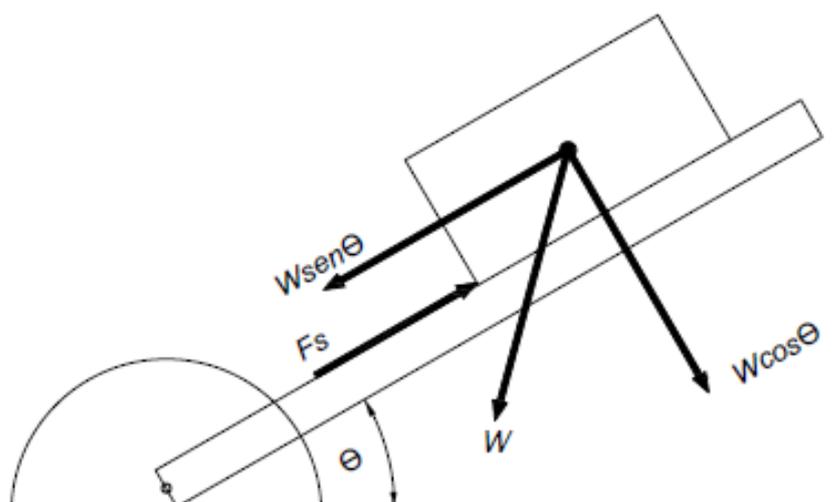


Figura 9. DCL de un plano inclinado con fricción

En la figura 9, se observa la colocación de un cuerpo sobre un plano inclinado de aquí se obtiene el coeficiente de fricción estático μ_s .

$$\mu_s = \frac{W \sin \theta}{W \cos \theta} = \tan \theta \quad (\text{Ecu. 7})$$

2.3.2. Mecanismos de fricción en deslizamiento.

Existen tres mecanismos para la fricción que son adhesión, impurezas abrasivas y deformación, en el caso de que exista un lubricante entre ellos, se considera como un cuarto mecanismo, la lubricación.

2.3.2.1. Mecanismo de adhesión

Se genera cuando en los puntos de contacto individual (puntas de las asperezas), se generan altas presiones, por causa de soldadura local, estas soldaduras formadas son cortadas frecuentemente por el deslizamiento relativo de las superficies. Aquí, la rotura ocurre en las regiones más débiles de la interfase, o en cualquiera de los cuerpos unidos. Debido a que la adhesión ocurre a partir de fuerzas moleculares entre las superficies, las fuerzas adhesivas son iguales e intensas que las fuerzas que existen entre las moléculas del material en volumen.

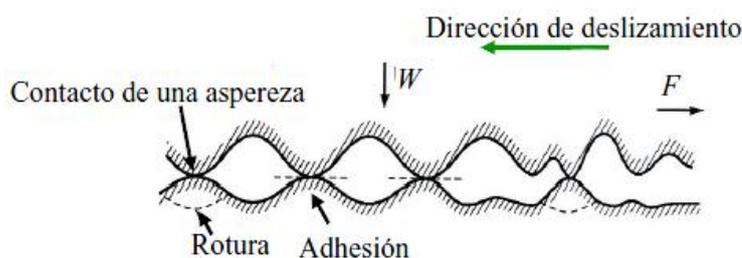


Figura 10. Mecanismo de fricción por adhesión durante el deslizamiento de dos superficies

Fuente: (Raymond, 1994)

2.3.2.2. Mecanismo de impurezas abrasivas

En el deslizamiento de una superficie respecto con otra, ocurren interacciones que generan puntos de adhesión entre los cuerpos, y cuando ocurre un proceso de corte entre estos puntos de adhesión, se puede generar fragmentos (impurezas abrasivas) de los materiales en contacto, los cuales contribuyen a aumentar la fricción entre las superficies. Bajo este mecanismo, la fuerza de fricción depende de la resistencia de corte de los

materiales. En el caso de fricción entre los materiales con elevado desgaste, los fragmentos desprendidos pueden intervenir en el desplazamiento actuando como abrasivos, en este caso las superficies se destruyen rápidamente y los coeficientes de fricción son muy elevados e inestables.



Figura 11. Esquema de fricción causada por impurezas abrasivas

Fuente: (Jorge Hernando Bautista Ruiz, 2011)

2.3.2.3. Mecanismo por deformación

Este mecanismo, se basa en la interacción micro o macroscópica que puede ocurrir durante el deslizamiento de una superficie respecto a otra, donde las asperezas del material más duro hacen surcos en la superficie del material más blando, causando deformación plástica, esta interacción también puede resultar en fractura, rotura o fragmentación. El deslizamiento no solo aumenta la fuerza de fricción, sino que también crea partículas de desgaste, las cuales aumentan la fricción y el desgaste.

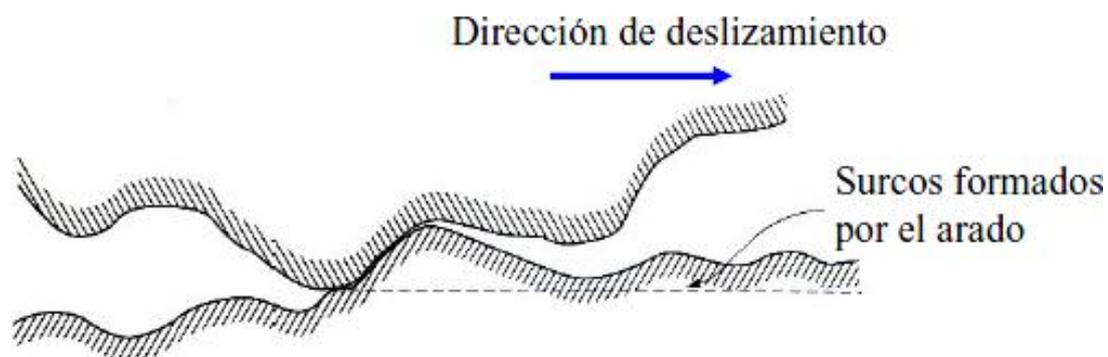


Figura 12. Esquema de Mecanismo de Fricción en Deslizamiento por Deformación.

Fuente: (Jorge Hernando Bautista Ruiz, 2011)

2.4. Teoría del desgaste

“El desgaste es el proceso de remoción de material en una superficie sólida, debido al movimiento relativo de una superficie respecto a otra en contacto, este movimiento puede ser unidireccional o bidireccional (vaivén), sea deslizante, rodante o una combinación de los dos” (Raymond, 1994).

El material consigue ser removido, eliminado o transferido a la otra superficie, esto genera una pérdida de masa o volumen y por tanto la interfase se hace cero y desgastando una de las superficies de contacto, pero si el material se rompe, las partículas quedan atrapadas entre el contacto de las mismas, como partículas libres para el desgaste.

“En el desgaste se involucran varios mecanismos, de acuerdo a como es removido el material, estos generan cambios irreversibles en: la superficie y subsuperficie, provocando fallas, en el funcionamiento de los sistemas y relación con el aspecto económico” (Hutchings, 1922). Para disminuir estas fallas, se aumenta la resistencia al desgaste de los componentes, por medio de tratamientos superficiales, para obtener una mayor dureza en el núcleo.

“Por ejemplo, la influencia de la temperatura en el desgaste se puede observar si sometemos 2 materiales A y B a dicha condición. El material (A), que es más resistente comienza a reblandecerse súbitamente a cierta temperatura, pero el material (B), que posee una menor resistencia al desgaste, conserva su característica independiente de temperatura, como se observa en la figura 13.

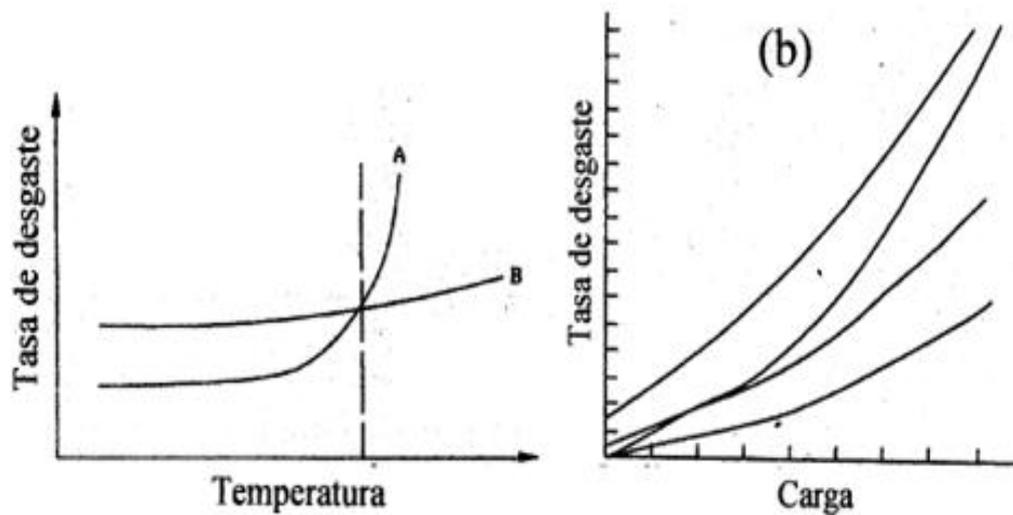


Figura 13. Tasa de desgaste en función de: a) temperatura; b) carga

Fuente: (Raymond, 1994)

El efecto del desgaste aquí frente a la carga es directamente proporcional e inversamente proporcional a la dureza, por eso, si sometemos una carga sobre estos materiales que han sido sometidos a tratamientos superficiales, se observaran esfuerzos en la interfase, pero solo fracturas en el recubrimiento mas no en el núcleo como en la figura 14” (Raymond, 1994).

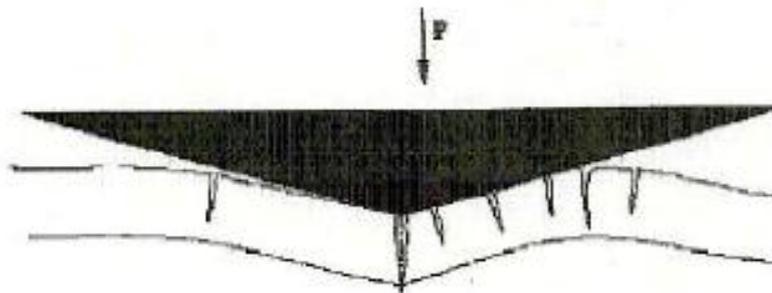


Figura 14. Fractura de Tratamientos Superficiales

Fuente: (Raymond, 1994)

Pero existen otros factores aparte de: la dureza, carga y temperatura que afectan o determinan las características del desgaste como en la tabla 1.

Tabla 1.

Características del desgaste

Relacionados con la Metalurgia	Dureza Tenacidad Constitución y estructura Composición Química
Relacionados con el servicio	Materiales en contacto Presión Velocidad Acabado superficial
Otros	Lubricación Corrosión

Fuente: (Raymond, 1994)

2.4.1. Clases de desgaste

Los tipos de desgaste se pueden observar en la figura 15



Figura 15. Clasificación del desgaste

2.4.1.1. Desgaste adhesivo

Este tipo de desgaste se da, cuando existe el contacto entre 2 superficies, una deslizándose sobre otra, las crestas de las superficies fluyen

de manera plástica formando uniones endurecidas o denominado soldadura en frío. A medida que avanza el deslizamiento, las uniones se rompen, debido a la tracción tangencial, por ende causan el desprendiendo del material.

El volumen de un desgaste adhesivo se puede calcular mediante:

$$V = \frac{KWL}{H} \quad (\text{Ecu. 8})$$

Dónde:

V = Volumen desgastado

K = Coeficiente de desgaste adimensional que depende de los materiales en contacto y su limpieza

W = Carga aplicada

L = Distancia de deslizamiento

H = Dureza

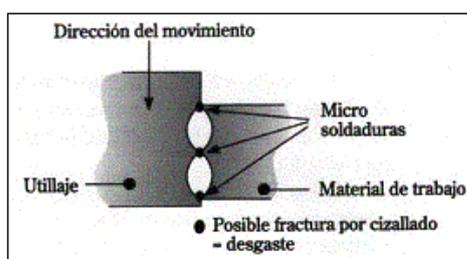


Figura 16. Esquema del desgaste adhesivo

Fuente: (Martinez, 2002)

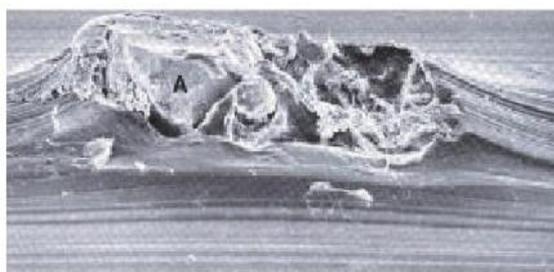


Figura 17. Micrografía de acero AISI D1 por desgaste adhesivo

Fuente: (ASM Handbook Vol.18, 1992).

2.4.1.2. Desgaste por fatiga.

Este tipo de desgaste se da debido a los repetidos deslizamientos, rodamientos o impactos sobre la superficie, generan un ciclo de esfuerzos, en donde se desprenden las partículas.

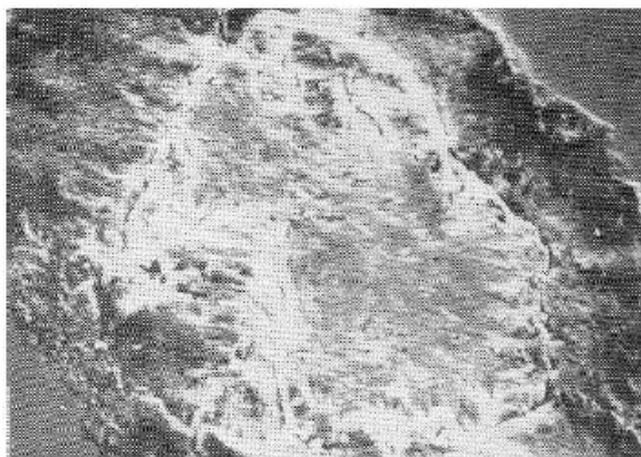


Figura 18. Micrografía del desgaste por fatiga

Fuente: (ASM Handbook Vol.18, 1992).

2.4.1.3. Desgaste por corrosión

El desgaste corrosivo, es la degradación de material por reacciones químicas que ocurren en gran cantidad de metales, dicha reacción produce una capa de óxido en la superficie, que al aumentar de espesor, se vuelve muy frágil, provocando el fácil desprendimiento del material por medio de cualquier mecanismo de desgaste ya mencionado.



Figura 19. Micrografía del desgaste por corrosión

Fuente: (ASM Handbook Vol.18, 1992).

2.4.1.4. Desgaste erosivo

Este tipo de desgaste, empieza cuando las partículas duras, líquidas o mezcla de estos entran en contacto sobre una superficie sólida, desprendiendo el material, pero si los ángulos de incidencia varían entre 15° a 30° , producirán una mayor tasa de desgaste en materiales dúctiles.



Figura 20. Superficie con desgaste erosivo

Fuente: (ASM Handbook Vol.18, 1992).

2.4.1.5. Desgaste por abrasión

“El desgaste por abrasión es la pérdida de masa resultante debido a la interacción de partículas o asperezas duras cuando son forzadas contra una superficie y se desplazan a lo largo de ella. Las propias partículas que causan el efecto abrasivo pueden ser las propias asperezas o bien el producto del desgaste de las superficies, generando virutas y causando deformación plástica severa.

El resultado de este tipo de desgaste afecta en gran medida a una de las superficies debido al contacto y movimiento relativo del fenómeno, no solo por causas de propiedades del material y condiciones superficiales, sino también por la velocidad de contacto, medio ambiente, tipo de carga y naturaleza del abrasivo” (ASM Handbook Vol.18, 1992), (Raymond, 1994).

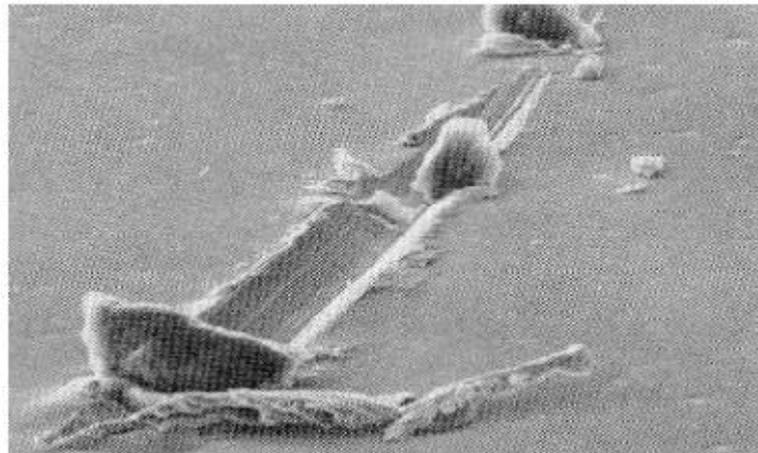


Figura 21. Micrografía del desgaste por abrasión

Fuente: (ASM Handbook Vol.18, 1992)

2.4.1.5.1. Clasificación del desgaste abrasivo

Se puede clasificar al desgaste abrasivo con relación al tipo de contacto que existe entre las superficies:



Figura 22. Desgaste abrasivo por contacto entre superficies

2.4.1.5.2. Abrasión de dos cuerpos

Se produce entre una superficie dura y suave, cuando las asperezas de la superficie dura presionan la más suave, generan un daño por el movimiento relativo sea por: deformación o desprendimiento de material.



Figura 23. Desgaste abrasivo de dos cuerpos

Fuente: (ASM Handbook Vol.18, 1992)

2.4.1.5.3. Abrasión de tres cuerpos

Este tipo de abrasión es debido a la existencia de partículas duras presentes entre ambas superficies que transmiten cargas a las mismas generando un daño por deformación o desprendimiento de material.

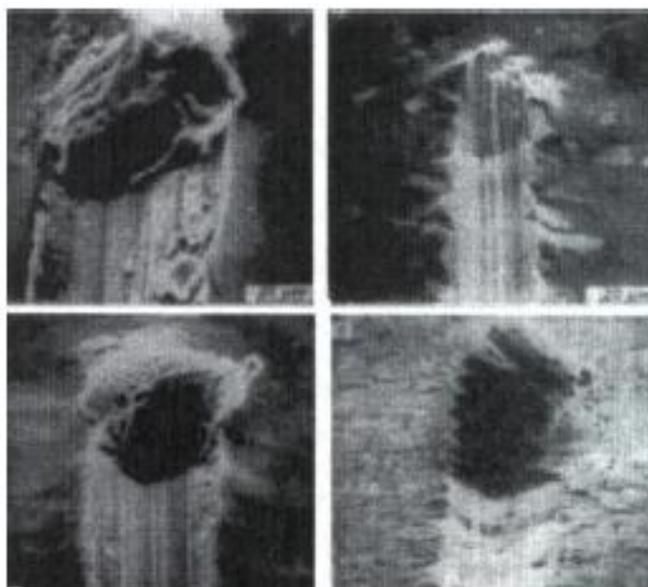


Figura 24. Desgaste abrasivo de dos cuerpos

Fuente: (ASM Handbook Vol.18, 1992)

2.4.1.5.4. Coeficientes K y μ para el desgaste abrasivo

Mediante el desarrollo de Rabinowicks en 1965, de un modelo utilizado para el desgaste y fricción, donde la partícula abrasiva es idealizada como un cono en sección transversal y como herramienta de corte.

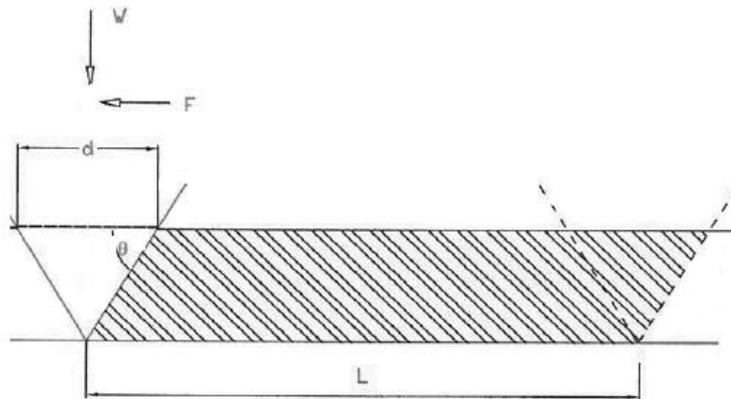


Figura 25. Modelo para el desgaste abrasivo

Fuente: (Hutchings, 1922)

Dónde:

L = distancia deslizada

V = volumen removido

W = fuerza normal aplicada

F = fuerza tangencial

La fuerza normal sobre la aspereza se puede definir de acuerdo a la ecuación de indentación en ausencia de fuerza tangencial.

$$W = \frac{\pi d^2}{4} H \quad (\text{Ecu. 9})$$

Dónde:

d = diámetro de indentación

La fuerza tangencial necesaria para el rayado de la forma es:

$$F = \frac{d^2 H}{4} \tan \theta \quad (\text{Ecu. 10})$$

Al dividir la fuerza tangencial para la fuerza normal obtenemos el coeficiente fricción abrasiva.

$$\mu_p = \frac{F}{W} = \frac{\tan\theta}{\pi} \quad (\text{Ecu. 11})$$

Usando la ecuación general de desgaste y tomando en cuenta el área del cono tenemos.

$$\frac{V}{L} = \frac{d^2 \tan\theta}{4} \quad (\text{Ecu. 12})$$

Puede sustituirse el coeficiente de desgaste abrasivo por rayado K_p , en función del coeficiente de fricción por rayado μ_p .

$$K_p = \frac{3 \tan\theta}{\pi} = 3\mu_p \quad (\text{Ecu. 13})$$

2.5. Principio de Bernoulli

Este principio describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una corriente de agua, y expresa que un fluido ideal (sin viscosidad ni rozamiento) en régimen de circulación por un conducto cerrado, que la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de su recorrido.

La ecuación de Bernoulli consta de tres componentes:

Cinética.- energía debida a la velocidad constante que posea el fluido.

$$EP = w \cdot h \quad (\text{Ecu. 14})$$

Potencial gravitacional.- energía debido a la altitud que un fluido posea.

$$EP = \frac{wv^2}{2g} \quad (\text{Ecu. 15})$$

Energía de flujo.- energía que un fluido contiene debido a la presión que posee.

$$EF = \frac{wp}{\gamma} \quad (\text{Ecu. 16})$$

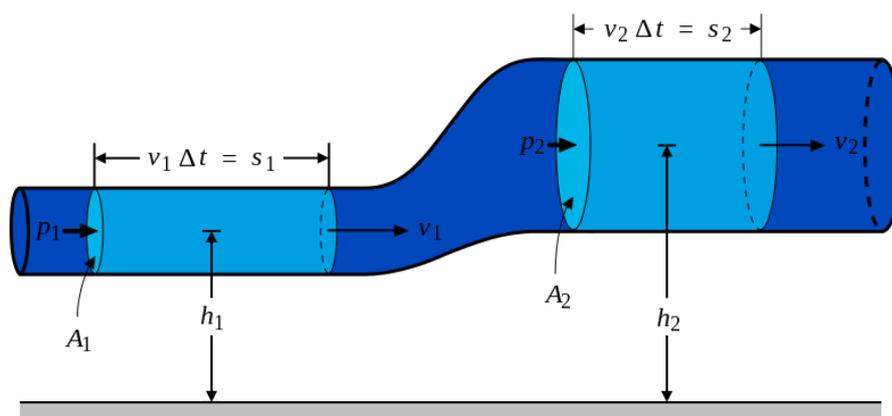


Figura 26. Efecto Bernoulli

Fuente: (Bergadà Graño Josep María, 2011)

$$E = EF + EP + EC$$

$$E = \frac{wp}{\gamma} + wh + \frac{wv^2}{2g}$$

$$E_1 = \frac{wp_1}{\gamma} + wh + \frac{wv_1^2}{2g}$$

$$E_2 = \frac{wp_2}{\gamma} + wh + \frac{wv_2^2}{2g}$$

$$E_1 = E_2$$

$$\frac{wp_1}{\gamma} + wh + \frac{wv_1^2}{2g} = \frac{wp_2}{\gamma} + wh + \frac{wv_2^2}{2g}$$

$$\frac{p_1}{\gamma} + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + h_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

(Ecu. 17)

Dónde:

v = velocidad del fluido en la sección considerada.

ρ = densidad del fluido.

P = presión a lo largo de la línea de corriente.

g = gravedad.

h = altura en la dirección de la gravedad desde una cota de referencia.

w = peso del elemento fluido

γ = peso específico del fluido

La ecuación de Bernoulli, permite explicar fenómenos como el efecto Venturi, ya que la aceleración de cualquier fluido en un camino con igual energía potencial implica una disminución de la presión.

2.6. Efecto Venturi

Se refiere a la disminución de la presión que ejerce un líquido al hacerlo fluir por una sección más angosta en un conducto (tubería).

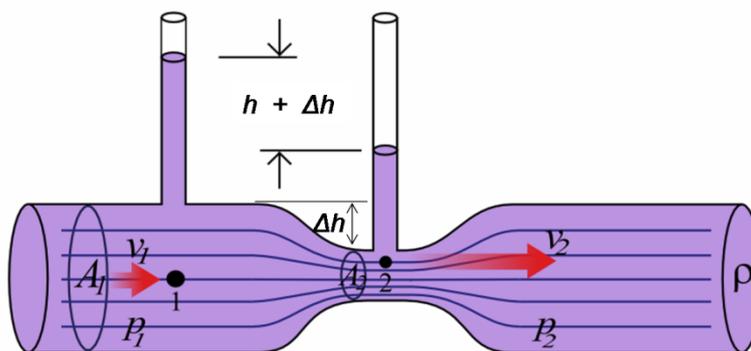


Figura 27. Efecto Venturi

Fuente: (Bergadà Graño Josep María, 2011)

“El flujo que viene de la tubería principal en la sección 1, se hace acelerar a través de una sección estrecha denominada garganta, donde la presión del fluido disminuye. Después el flujo se expande a través de una porción divergente que alcanza el mismo diámetro de la tubería principal. Se coloca tomas de presión en la pared del tubo de la sección 1 y en la pared de la garganta, a la que se llama sección 2. Estas tomas de presión se conectan a ambos lados de un manómetro diferencial, de modo que la deflexión h sea una indicación de la diferencia de presión $p_1 - p_2$.” (Mott, 2006).

$$\frac{p_1}{\gamma} + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + h_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Dónde:

h_L = es la pérdida de energía del fluido.

- **Caudal.-** es la cantidad de fluido que pasa en una unidad de tiempo. Normalmente se identifica con el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo. Menos frecuentemente, se identifica con el flujo másico o masa que pasa por un área dada en la unidad de tiempo.

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (\text{Ecu. 18})$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g \left[\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + (h_1 - h_2) - h_L \right]}{\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1}}$$

- **Coefficiente de descarga.-** “C representa la relación de la velocidad real de energía a través del tubo de Venturi, a la velocidad ideal para un Venturi sin ninguna pérdida de energía. Por tanto, el valor de C siempre será menos que 1”. (Mott, 2006).

$$v_1 = C \sqrt{\frac{2g \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right)}{\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1}} \quad (\text{Ecu. 19})$$

$$Q = C A_1 \sqrt{\frac{2g \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right)}{\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1}} \quad (\text{Ecu. 20})$$

2.7. Transporte Neumático de Sólidos

Los sistemas de transporte neumático se utilizan ampliamente en la industria para transportar materiales secos, finos y a granel porque son extremadamente versátiles, adecuados y económicos para muchos procesos. El transporte neumático de sólidos se ha practicado por más de un siglo en el mundo y hoy se puede encontrar sistemas de este tipo en las más variadas industrias: la minería, industria del cemento y construcción, química y farmacéutica, plásticos, de alimentos, papel, vidrio, energía, etc. Por ejemplo, el transporte y descarga neumática de cemento, cal, azúcar, pellets plásticos en camiones a granel presurizados; sistemas de transporte e inyección neumática de concentrado de cobre seco a convertidores Teniente, y sistemas similares para carbón pulverizado que alimentan

calderas y hornos; sistemas de transporte neumático de fertilizantes, yeso, coque, cenizas, sal, alimentos, granos, aserrín, etc. en plantas de procesos; sistemas de captación y transporte neumático de polvo; etc.

Existen 2 tipos de transporte neumático y son: transporte en fase diluida y densa.

Tabla 2.

Diferencias de los transportes en fase diluida y densa.

Propiedad	Transporte en Fase Diluida	Transporte en Fase Densa
Velocidad de gas, m/s	20	1-5
Concentración de sólidos, % en volumen	<1	>30
$\frac{\Delta p}{L}$, mbar/m	<5	>20

2.7.1. Transporte en Fase Densa

La fase densa puede definirse como el punto de operación para el cual los sólidos que son transportados no están totalmente suspendidos en la línea, mejor dicho un transporte en fase densa continua, pero los sólidos que ocupan totalmente la cañería conduce prácticamente a la obstrucción de la línea. Para esto se quiere impulsar los sólidos a una alta presión, y sólo es posible si existe una porosidad mínima para que permita el paso del gas.

2.7.2. Transporte en Fase Diluida

En este tipo de sistemas de transporte neumático, el material es transportado en suspensión dentro de la cañería, las partículas se distribuyen uniformemente en toda la sección transversal de la cañería (flujo homogéneo), la concentración de sólidos es relativamente baja y la velocidad de transporte es relativamente alta. El soplador provee el flujo y la presión de aire necesario para transportar al material desde el punto de alimentación hasta el punto de descarga. El alimentador introduce las

partículas sólidas dentro de la cañería donde se mezclan con el gas de transporte y a un flujo controlado para evitar sobrecargar la línea.

2.7.3. Transporte Vertical de Sólidos

La mayoría de los sistemas de transporte neumático tiene un elemento de transporte vertical a lo largo de la tubería de transporte. Por lo general, la mayoría de los sistemas buscan transportar verticalmente hacia arriba, y al final de la tubería, descargar el material en una tolva o silo.

Los trazados pueden incluir secciones de transporte vertical hacia arriba y hacia abajo para cruzar pasillos o evitar obstrucciones.

Transportar verticalmente hacia arriba o hacia abajo no presenta problemas adicionales, incluso es potencialmente más fácil, ya que la velocidad mínima del aire de transporte, para el flujo vertical hacia arriba es generalmente inferior a la de flujo horizontal.

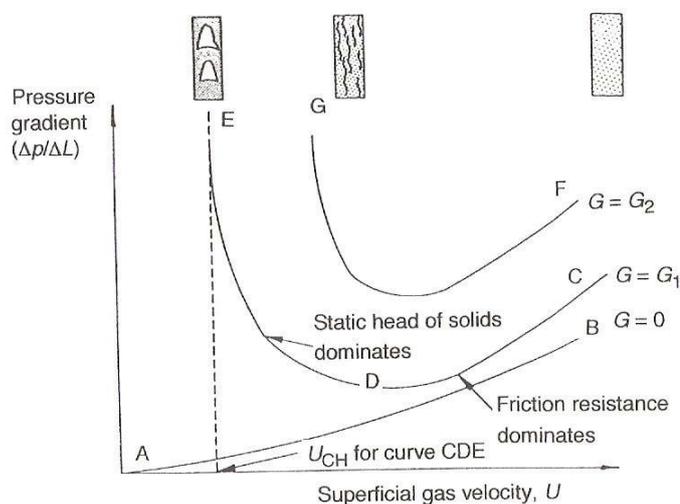


Figura 28. Diagrama de Fases en transporte neumático vertical

Fuente: (John Metcalfe Coulson, J. F. Richardson, J.R. Backhurst, 2003)

Para $G=0$, tenemos:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{2f \cdot \rho_f \cdot u^2}{D} \quad (\text{Ecu. 21})$$

Dónde:

$\frac{\Delta p}{L}$ = Perdida de carga en el tubo

$2f$ = Factor de Fricción

ρ_f = Densidad del fluido

u = Velocidad del fluido

D = Diámetro del ducto

Y el factor de fricción se puede definir en función del número de Reynolds.

$$f = 16/Re, \text{ para } Re \leq 2 \times 10^3 \quad (\text{Ecu. 22})$$

$$f = 16/Re^{-0,25}, \text{ para } 2 \times 10^3 \leq Re \leq 2 \times 10^4 \quad (\text{Ecu. 23})$$

$$f = 16/Re^{-1/5}, \text{ para } Re \geq 2 \times 10^4 \quad (\text{Ecu. 24})$$

Dónde:

Re = Numero de Reynolds

$$Re = \frac{\rho_f \cdot u \cdot D}{\mu} \quad (\text{Ecu. 25})$$

Dónde:

ρ_f = Densidad del fluido

u = Velocidad del fluido

D = Diámetro del ducto

μ = Viscosidad del fluido

Cuando $G=G1$, se da un fenómeno llamado taponés (slugs), ya que el gas no puede fluidizar el medio, produciendo una velocidad denominada de ahogo, y cuando $G=G2$, la velocidad de ahogo es mayor, debido a la transición de transporte neumático de fase diluida a densa.

$$\frac{u_{CH}}{\varepsilon_{CH}} - u_t = \frac{G}{\rho_p(1-\varepsilon_{CH})} \quad (\text{Ecu. 26})$$

$$\rho_f^{0,77} = \frac{2250 \cdot D(\varepsilon_{CH}^{-4,7} - 1)}{\left(\frac{u_{CH}}{\varepsilon_{CH}} - u_t\right)^2} \quad (\text{Ecu. 27})$$

Dónde:

u_{CH} = Velocidad de ahogo

ε_{CH} = Porosidad del medio (material abrasivo)

u_t = Velocidad terminal

ρ_f = Densidad del fluido

D = Diámetro del ducto

2.7.4. Transporte Horizontal de Sólidos

El transporte horizontal de sólidos se da debido a: una fuente de aire continua (ventilador centrífugo, compresor, etc) a través de una tubería y un depósito de descarga del sólido requerido (tolva o silo), por el cual el sólido baja para ser transportado. En la figura 29 se puede observar el diagrama de fases para este tipo de transporte.

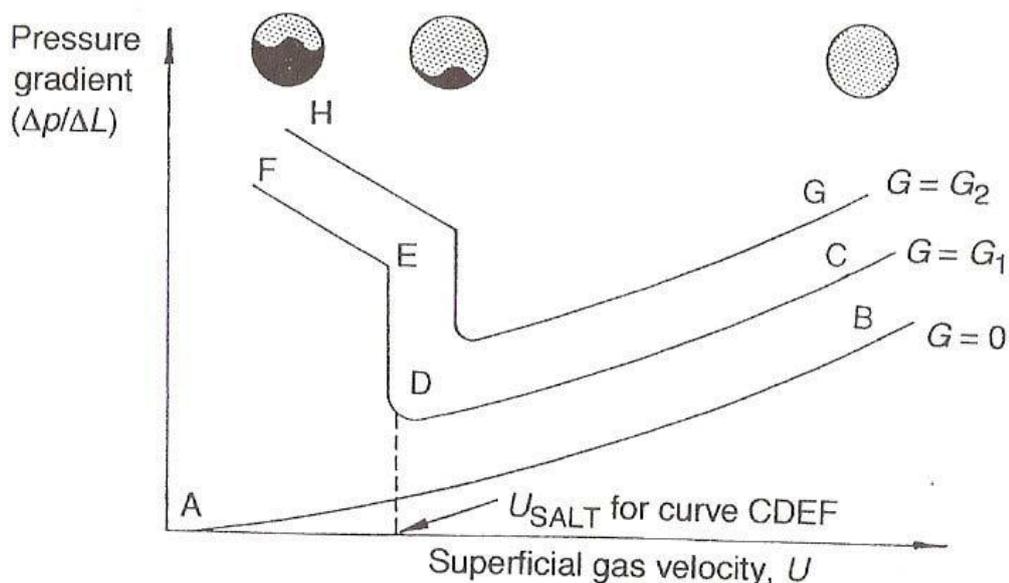


Figura 29. Diagrama de fases en transporte neumático horizontal
Fuente: (John Metcalfe Coulson, J. F. Richardson, J.R. Backhurst, 2003)

Para $G=G1$, la velocidad en el punto C es alta, los sólidos no sedimentan y están en suspensión, pero si la velocidad disminuye, la caída de presión baja hasta donde los sólidos sedimentan en el fondo de la línea de transporte como se nota en el punto D, nos encontramos, entonces con la velocidad de sedimentación, que causa la mayor pérdida de presión debido a la reducción de área para el paso del gas.

$$\frac{\dot{m}_p}{\rho_f \cdot u_{salt} \cdot A} = \left[\frac{1}{10^{(1440x+1,96)}} \right] \left(\frac{u_{salt}}{\sqrt{gD}} \right)^{(1100x+2,5)} \quad (\text{Ecu. 28})$$

Dónde:

\dot{m}_p = Flujo másico del solido

ρ_f = Densidad del fluido

u_{salt} = Velocidad de sedimentación

A = Área transversal del ducto

x = Tamaño de la partícula

2.7.5. Perdida de carga en el transporte neumático

2.7.5.1. Velocidades de gas y de las partículas

Las velocidades del gas y del sólido se calculan así:

$$u_f = \frac{Q_f}{A} \quad (\text{Ecu. 29})$$

$$u_p = \frac{Q_p}{A} \quad (\text{Ecu. 30})$$

Dónde:

Q_f = Flujo volumétrico del fluido

Q_p = Flujo volumétrico del sólido

A = Área transversal del ducto

u_f = Velocidad del fluido

u_p = Velocidad de la partícula

Como se da la mezcla gas-sólido o medio bifásico, se calcula la velocidad intersticial tanto para el gas, como para el sólido.

$$u_{fi} = \frac{Q_f}{A\varepsilon} = \frac{u_f}{\varepsilon} \quad (\text{Ecu. 31})$$

$$u_{pi} = \frac{Q_p}{A(1-\varepsilon)} = \frac{u_p}{(1-\varepsilon)} \quad (\text{Ecu. 32})$$

Dónde:

Q_f = Flujo volumétrico del fluido

Q_p = Flujo volumétrico del sólido

A = Área transversal del ducto

u_{fi} = Velocidad intersticial del fluido

u_{pi} = Velocidad intersticial del sólido

ε = Porosidad en la tubería

La diferencia de velocidades intersticiales tanto del gas, como del sólido, se calculan:

$$u_{real} = u_{fi} - u_{pi} \quad (\text{Ecu. 33})$$

Dónde:

u_{fi} = Velocidad intersticial del fluido

u_{pi} = Velocidad intersticial del sólido

u_{real} = Velocidad relativa

En transporte vertical en fase diluida, la velocidad relativa se aproxima a la velocidad terminal.

2.7.5.2. Flujos máxicos

Los flujos máxicos del fluido y del sólido se obtienen así:

$$\dot{m}_p = A \cdot u_{pi} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_p = A \cdot u_p \cdot \rho_p \quad (\text{Ecu. 34})$$

$$\dot{m}_f = A \cdot u_{fi} \cdot \varepsilon \cdot \rho_f = A \cdot u_f \cdot \rho_f \quad (\text{Ecu. 35})$$

Dónde:

\dot{m}_p = Flujo másico del solido

\dot{m}_f =Flujo másico del fluido

A = Área transversal del ducto

u_{pi} = Velocidad intersticial del sólido

u_{fi} = Velocidad intersticial del fluido

ε = Porosidad en la tubería

u_f = Velocidad del fluido

u_p =Velocidad de la partícula

ρ_f = Densidad del fluido

ρ_p = Densidad del sólido

Se puede establecer la carga de sólidos en la línea en función de los flujos másicos:

$$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_f} = \frac{u_{pi} \cdot (1-\varepsilon) \cdot \rho_p}{u_{fi} \cdot \varepsilon \cdot \rho_f} = \frac{u_p \cdot \rho_p}{u_f \cdot \rho_f} \quad (\text{Ecu. 36})$$

Dónde:

\dot{m}_p = Flujo másico del solido

\dot{m}_f =Flujo másico del fluido

u_{pi} = Velocidad intersticial del sólido

u_{fi} = Velocidad intersticial del fluido

ε = Porosidad en la tubería

u_f = Velocidad del fluido

u_p =Velocidad de la partícula

ρ_f = Densidad del fluido

ρ_p = Densidad del sólido

La porosidad varía a lo largo de la línea dependiendo de la relación de sólidos a gas y de las velocidades de cada medio.

Y el flujo másico del sólido por unidad de área es:

$$G = \frac{\dot{m}_p}{A} \quad (\text{Ecu. 37})$$

Dónde:

G = Flujo másico del sólido por unidad de área

\dot{m}_p = Flujo másico del sólido

A = Área transversal del ducto

2.7.5.3. Caída de presión

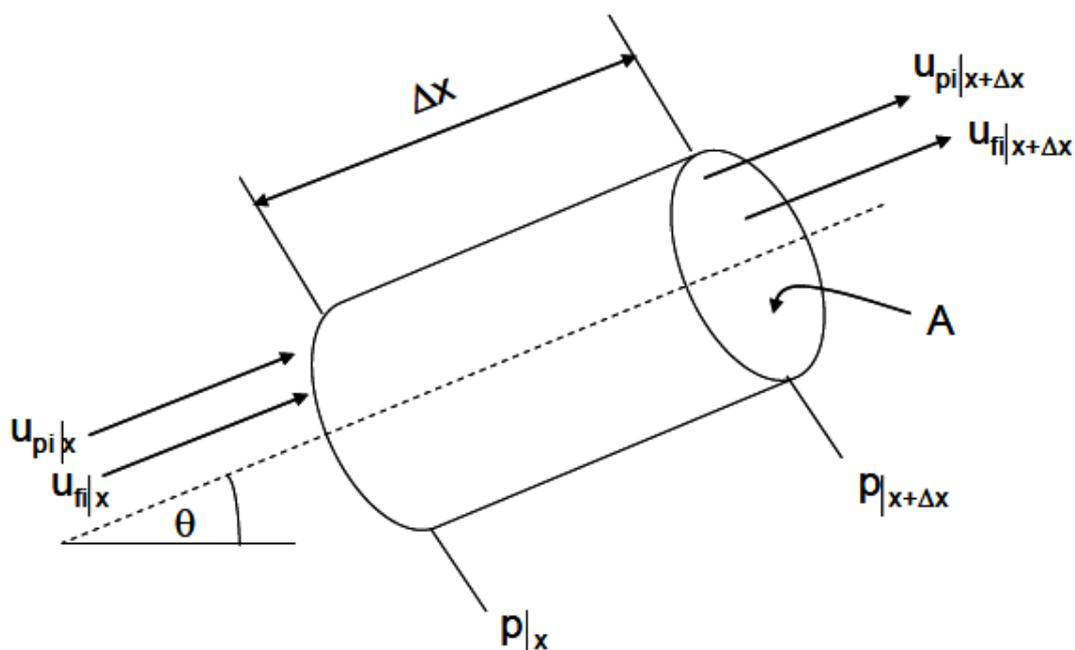


Figura 30. Caída de presiones

Fuente: (John Metcalfe Coulson, J. F. Richardson, J.R. Backhurst, 2003)

Se realiza un balance de energía mecánica en estado estacionario, tomando en cuenta:

- La densidad y la porosidad son constantes

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\rho_f u_{fi}^2 + \frac{1}{2}(1 - \varepsilon)\rho_p u_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L + (1 - \varepsilon)L\rho_p g \sin(\theta) + \varepsilon L\rho_f g \sin(\theta) \quad (\text{Ecu. 38})$$

Dónde:

$$\frac{1}{2}\rho_f u_{fi}^2 = \text{Perdida de carga por aceleración del gas}$$

$$\frac{1}{2}(1 - \varepsilon)\rho_p u_{pi}^2 = \text{Perdida de carga por aceleración de los sólidos}$$

$$F_{fw}L = \text{Perdida de carga debido a la fricción del gas con la pared}$$

$$F_{pw}L = \text{Perdida de carga debido a la fricción de los sólidos con la pared}$$

$$(1 - \varepsilon)L\rho_p g \sin(\theta) = \text{Perdida de carga por la energía potencial de los sólidos}$$

$$\varepsilon L\rho_f g \sin(\theta) = \text{Perdida de carga por la energía potencial del gas}$$

Si el transporte es horizontal, la pérdida de carga por la energía potencial de sólidos y gas se desprecian, debido a que el ángulo de incidencia de la línea de transporte es cero.

Para calcular la fricción en sólidos con la pared, tanto en el transporte vertical como horizontal, se tendría en cuenta las siguientes ecuaciones:

Transporte neumático vertical:

$$F_{pw}L = 0,057 \cdot G \cdot L \cdot \sqrt{\frac{g}{D}} \quad (\text{Ecu. 39})$$

Transporte neumático horizontal

$$F_{pw}L = \frac{2f_p \cdot G \cdot u_{pi} \cdot L}{D} \quad (\text{Ecu. 40})$$

o

$$F_{pw}L = \frac{2f_p \cdot (1 - \varepsilon) \cdot u_{pi}^2 \cdot L}{D} \quad (\text{Ecu. 41})$$

$$u_{pi} = u_f \cdot (1 - 0,0638x^{0,3} \cdot \rho_p^{0,5}) \quad (\text{Ecu. 42})$$

El factor f_p se calcula, como:

$$f_p = \frac{3\rho_f \cdot D}{8\rho_p \cdot x} \cdot C_D \cdot \left(\frac{u_{fi} - u_{pi}}{u_{pi}} \right)^2 \quad (\text{Ecu. 43})$$

Donde C_D es el coeficiente de arrastre, y se calcula como:

$$R_e < 1, \quad C_D = \frac{24}{R_e} \quad (\text{Ecu. 44})$$

$$1 < R_e < 500, \quad C_D = 18,5 \cdot R_e^{-0,6} \quad (\text{Ecu. 45})$$

$$500 < R_e < 2 \times 10^5, \quad C_D = 0,44 \quad (\text{Ecu. 46})$$

Y R_e se calcula, como:

$$R_e = \frac{\rho_f \cdot (u_{fi} - u_{pi}) \cdot x}{\mu} \quad (\text{Ecu. 47})$$

Dónde:

$F_{pw}L$ = Factor de fricción

G = Flujo másico para sólidos por unidad de área

u_{pi} = Velocidad intersticial del sólido

u_{fi} = Velocidad intersticial del fluido

ε = Porosidad en la tubería

ρ_p = Densidad del sólido

ρ_f = Densidad del fluido

D = Diámetro de la tubería

x = Tamaño de la partícula

C_D = Coeficiente de arrastre

f_p = Factor

μ = Viscosidad del aire

R_e = Numero de Reynolds

2.8. Norma ASTM G-65

El desgaste de los materiales, es uno de los principales problemas en la industria, que afecta a gran parte de los sectores de producción. Tanto es

así que a lo largo de los años se ha establecido la necesidad de evaluar el comportamiento frente al desgaste de los materiales para poder predecir su respuesta y anticiparse a los posibles fallos así como programar tareas de mantenimiento que eviten problemas mayores.

Las aplicaciones en las que el desgaste es uno de los problemas fundamentales son muy numerosas y muy diferentes, y se dificulta al tratar de estudiar el comportamiento de los materiales frente a ello, es una imposibilidad de simular totalmente las condiciones reales de servicio en los laboratorios. Esta situación provocó en el mundo que inicialmente cada laboratorio se centrara en diseñar sus propios procedimientos de ensayo, lo que dio lugar a la aparición de numerosos métodos de ensayo.

Varios ensayos se llevaron a cabo en todo el mundo más de cuatrocientos ensayos de desgaste diferentes.

En 1973 la Sociedad Americana de Ingeniería de Lubricación revisó este estudio, y concluyó que los ensayos que se empleaban en varios laboratorios ascendían a trescientos. Sin embargo, muchos de estos ensayos son ligeras modificaciones, unos de otros, estimándose que la cifra final de número de ensayos era inferior a los cien.

En 1997, de nuevo el Laboratorio Nacional de Física del Reino Unido llevó a cabo una encuesta entre los usuarios de equipamiento tribológico, con el objetivo de determinar los tipos de ensayos que se utilizaban para cada problema concreto, encontrándose con una gran variedad de posibilidades en cuanto a equipamiento y condiciones concretas de operación.

Tanto es así que en el volumen correspondiente de los Annual Books of ASTM Standard, existen más de diez normas diferentes para determinar el comportamiento frente al desgaste con más de diez procedimientos

diferentes. Todas estas normas hacen especial hincapié en que los resultados obtenidos no pueden ser extrapolados a las condiciones de servicio, si no que únicamente son válidos para clasificar los materiales de objeto de estudio.

2.8.1. Equipo

De acuerdo a la norma ASTM G-65, varios son los elementos del equipo a ser evaluados para la uniformidad de los resultados en la prueba de abrasión como son: tamaño, forma, dureza, frecuencia de contacto, magnitud del esfuerzo de la partícula abrasiva, tipo de caucho para recubrir el disco de acero, posición y abertura de la boquilla conductora de arena, y el correcto sistema de palanca para aplicar la fuerza requerida, así puede observarse que:

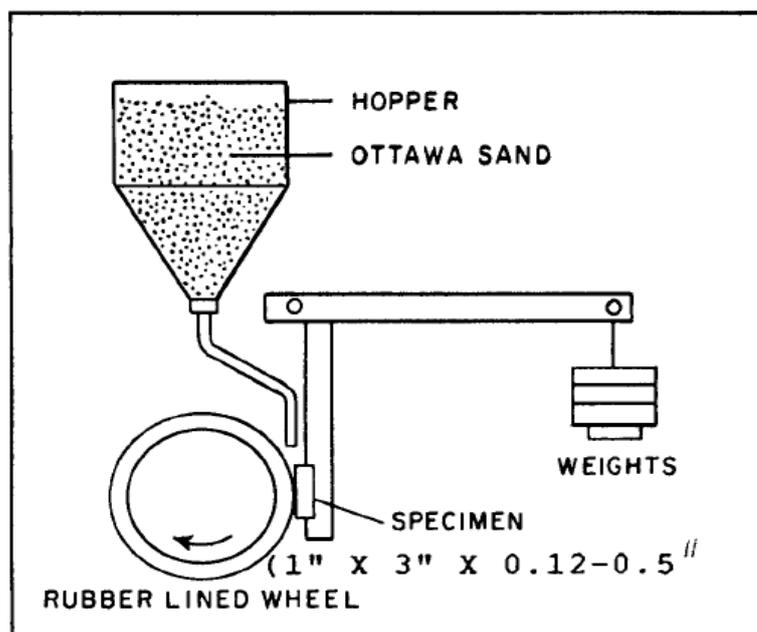


Figura 31. . Diagrama sistemático de la máquina de ensayo de abrasión

Fuente: (ASTM G-65, 2004)

- El tipo de abrasivo de acuerdo a la norma ASTM G-65, debe ser una arena cuarcífera de grano redondo con un ASF 50/70. La humedad no debe exceder el 0.5% en peso.

- El volante es de acero recubierto por un anillo de caucho con una dureza de 60 Shore y es accionado por un motor D.C., con una potencia nominal de 1 HP.
- La boquilla debe producir una cortina de flujo laminar y tiene forma aerodinámica y durante el proceso del ensayo la boquilla seleccionada debe estar lo más cerca posible del contacto entre la probeta con el anillo de caucho.

2.8.2. Preparación de la probeta

La probeta que se analiza para la prueba de abrasión cumple con características específicas que serán descritas a continuación.

2.8.2.1. Material

Con relación a la norma ASTM G-65, teóricamente se puede abarcar todo tipo de materiales respecto al ensayo como son: metales fundidos, forjados, fraguados, recubiertos con soldadura eléctrica o gas, rociados con depósito de plasma, polvos metálicos, cerámicos, etc.

2.8.2.2. Probeta típica

La norma específica que, debe ser de forma rectangular con dimensión de: 25 x 76 mm y con un espesor entre 3.2 y 12.7 mm, puede variarse de acuerdo a condiciones de uso, la única restricción es que la longitud y el ancho deben mostrar la cicatriz de desgaste y que la profundidad de la huella sea de 0.165 mm.

La probeta antes del ensayo debe estar pulida, plana y libre de rebaba ya que defectos dentro de la superficie como: porosidad, rugosidad cambian los resultados del ensayo.

2.8.3. Parámetros del ensayo

Los ensayos de abrasión con arena seca y rueda de caucho serán controlados de acuerdo a los procedimientos descritos en la norma ASTM G-65:

Tabla 3.

Parámetros de Ensayo de la Norma ASTM G-65.

PROCEDIMIENTO ESPECIFICO	FUERZA APLICADA A LA PROBETA, N (Lb)		REVOLUCIONES DE LA RUEDA	ABRASIÓN LINEAL	
				m	Ft
A	130	30	6000	4309	14138
B	130	30	2000	1436	4711
C	130	30	100	71.8	236
D	45	10.1	6000	4309	14138
E	130	30	1000	718	2360

Fuente: (ASTM G-65, 2004)

La resistencia al desgaste se determina en función de la pérdida de masa experimental durante el ensayo.

2.8.4. Cálculo y resultados

Los resultados del ensayo se analizarán por la pérdida de volumen en mm^3 , como la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdida de volumen (mm}^3\text{)} = \frac{\text{Pérdida de masa (gr.)}}{\delta\left(\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}\right)} \cdot 1000 \quad (\text{Ecu. 48})$$

Durante el ensayo de abrasión, la disminución del diámetro del anillo de caucho es evidente por continuidad del ensayo, por lo tanto el volumen perdido es inexacto, así que se ajusta el volumen perdido, como esta descrito en la siguiente ecuación.

$$AVL = \text{Volumen perdido (mm}^3\text{)} \cdot \frac{228.6 \text{ mm}}{\phi \text{ de la rueda luego del uso (mm)}} \quad (\text{Ecu. 49})$$

El ajuste de pérdida de volumen (AVL) compensa la disminución del diámetro de la rueda para unificar el valor del ensayo.

Los distintos procedimientos y las características de la rueda de caucho, descritos anteriormente, reducen la exactitud de la práctica. Los resultados del ensayo adecuados deben mantener hasta un 7% en el coeficiente de variación para la pérdida de volumen.

El número de ensayos para verificar la exactitud y precisión de la máquina en una operación inicial son de 5, en la calibración inicial son 3 y se debe usar el material de referencia descrito en la norma ASTM G-65.

“La desviación estándar de la media, deberá ser calculada de los resultados acumulados del ensayo y reducida al coeficiente de variación” (ASTM G-65, 2004), de acuerdo con

- Para muestras de 2 a 10 $S = \frac{R}{d_2}$
- Para muestras mayores a 10

$$S = \frac{\sqrt{\sum(X - \bar{X})^2}}{n - 1}$$

$$v = \frac{S}{\bar{X}} \cdot 100$$

$$n = \left(1.96 \cdot \frac{v}{e}\right)^2 \quad (\text{Ecu. 50})$$

Dónde:

S = Desviación estándar de la media.

v = Variación porcentual de la prueba efectuada o coeficiente de variación.

X = Valor de los resultados de la prueba (pérdida de volumen en mm^3)

\bar{X} = Media aritmética para “n” pruebas.

$\sum X$ = Sumatoria total de todos los valores de la prueba.

n = Número de pruebas u observaciones

e =Error admisible en tanto por ciento (%).

R =Diferencia entre el valor más bajo y el más alto de la prueba.

d_2 = Factor de desviación.

2.9. Materiales

La norma ASTM G-65 especifica que tipo de materiales pueden ser sometidos al ensayo de abrasión como se describirán en las siguientes secciones.

2.9.1. Materiales de acuerdo a la norma ASTM G-65

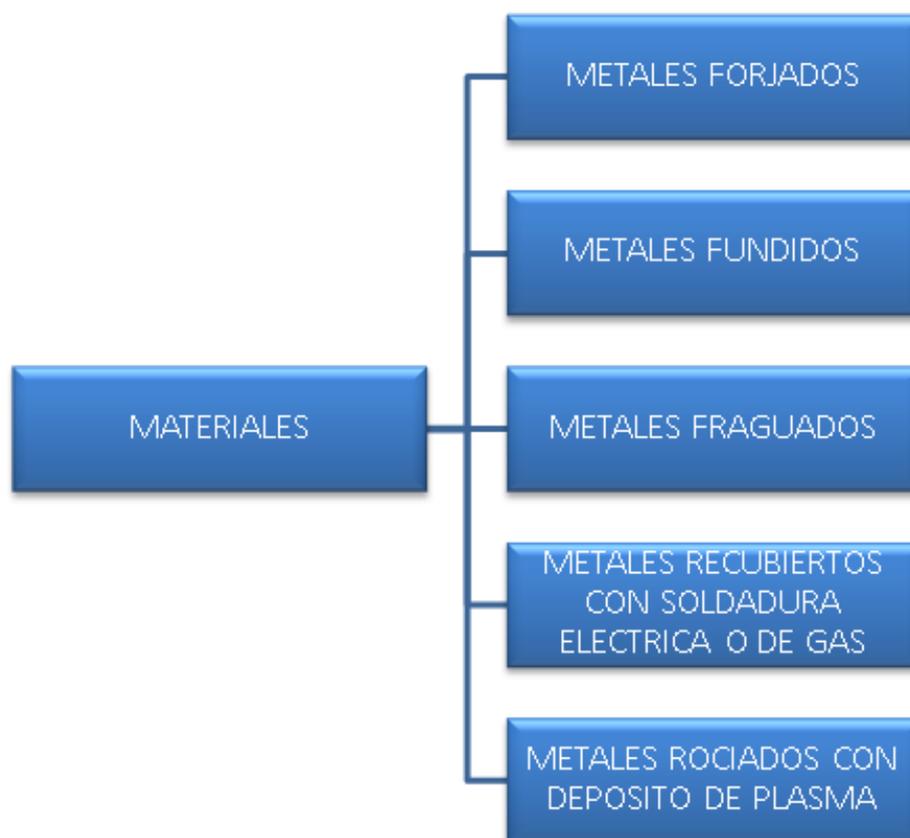


Figura 32. Esquema de materiales usados en el ensayo de abrasión de la norma ASTM G-65

En el anexo A, se puede observar la norma ASTM G-65.

2.9.2. Tratamientos térmicos

Los tratamientos térmicos, son operaciones de calentamiento y enfriamiento, bajo condiciones controladas de temperatura, tiempo de permanencia, velocidad, presión, etc., de los metales o las aleaciones en estado sólido, con el fin de mejorar sus propiedades mecánicas, especialmente la dureza, la resistencia y la elasticidad. Los materiales a los que se aplica el tratamiento térmico son, básicamente, el acero y la fundición, formados por hierro y carbono.

Los tratamientos térmicos se dividen en 4: temple, revenido, recocido y normalizado.

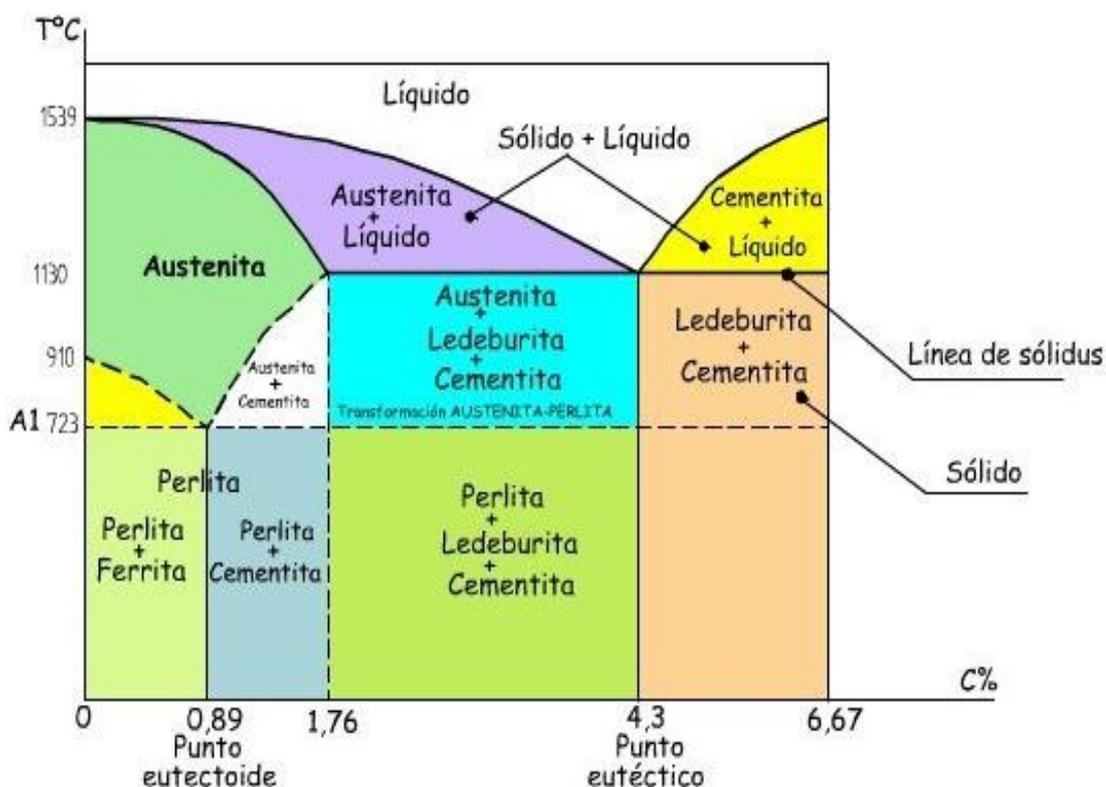


Figura 33. Tratamientos térmicos

Fuente: (Molera Solá, Pere, 1991)

2.9.2.1. Temple

El temple se utiliza para obtener un tipo de aceros de alta dureza llamado martensita. Se trata de elevar la temperatura del acero hasta una

temperatura cercana a 1000 °C y posteriormente someterlo a enfriamientos rápidos o bruscos y continuos en agua, aceite o aire.

La capacidad de un acero para transformarse en martensita durante el temple depende de la composición química del acero y se denomina templabilidad.

Al obtener aceros martensíticos, en realidad, se pretende aumentar la dureza. El problema es que el acero resultante será muy frágil y poco dúctil, porque existen altas tensiones internas.

2.9.2.2. Revenido

El revenido, es el tratamiento térmico que sigue al temple, pero el inconveniente del temple pese a tener un alta dureza en el material, tiende a ser frágil porque tiene tensiones internas.

El revenido consiste en calentar la pieza templada hasta cierta temperatura, para reducir las tensiones internas que tiene el acero martensítico (de alta dureza). De esto modo, se evita que el acero sea frágil, sacrificando un poco la dureza. Y la velocidad de enfriamiento es, rápida.

2.9.2.3. Recocido

El recocido consiste en calentar un material hasta una temperatura dada y, posteriormente, enfriarlo lentamente. Se utiliza, al igual que el revenido, para suprimir los defectos del temple como:

Eliminar tensiones del temple.

Aumentar la plasticidad, ductilidad y tenacidad del acero.

En el recocido si la variación de temperatura es muy alta, pueden aparecer tensiones internas que inducen grietas o deformaciones. El grado de plasticidad que se quiere dotar al metal depende de la velocidad de enfriamiento y la temperatura a la que se elevó inicialmente.

2.9.2.4. Normalizado

Este tratamiento se emplea para eliminar tensiones internas sufridas por el material tras una conformación mecánica, tales como una forja o laminación para conferir al acero unas propiedades que se consideran normales de su composición.

El normalizado se practica calentando rápidamente el material hasta una temperatura crítica y se mantiene en ella durante un tiempo. A partir de ese momento, su estructura interna se vuelve más uniforme y aumenta la tenacidad del acero.

2.9.3. Abrasivo

La norma ASTM G-65, en la sección "6.3. *Abrasivo*", señala una arena silíceo para abrasivo del ensayo, este abrasivo es un tipo de arena para fundición, tiene un origen común. La roca madre de la cual se deriva es el granita, compuesto de feldespato, cuarzo y mica. El feldespato actúa de sustancia aglomerante de la mica y el cuarzo, bajo la acción tenaz y constante de los agentes atmosféricos, se disocian de los dos silicatos que componen al feldespato. El silicato de aluminio, al hidratarse se convierte en arcilla, mientras que los silicatos de potasio o de sodio son arrastrados por las aguas meteóricas, de este modo se han constituido los vastos depósitos naturales.

Este abrasivo esta principalmente formado por silicio y oxígeno. Este mineral si es anhidro, forma el cuarzo y, si esta hidratado, forma el opalo. El cuarzo es una sustancia muy abundante en la naturaleza, ya que está formado por sílice casi pura.

La sílice es la base de este tipo de arena, que se presenta bajo el aspecto de granos más o menos gruesos y redondeados, que le confieren grados de finura muy variados.

2.9.3.1. Tamaño de grano de la arena

Las principales propiedades de este abrasivo están influenciadas por el tamaño de grano de la arena ya que por definición la arena tiene granos de tamaño variable entre 0.05 a 2 mm.

Tabla 4.

Clasificación AFS arena

Arena	Índice AFS (i)	Tamaño de Granos (mm)
Muy gruesa	18	1 a 2
Gruesa	18 a 35	0.5 a 1
Media	35 a 60	0.25 a 0.5
Fina	60 a 150	0.10 a 0.25
Muy fina	150	0.05 a 0.10

Con relación a la sección “6.3. Abrasivo”, se establece que la arena debe cumplir con un índice AFS de 50-70.

2.9.3.2. Formas de grano

Al igual que el tamaño de grano, la geometría de los mismos es un parámetro influyente en las propiedades de la arena, y durante el ensayo de abrasión, el redondeamiento es un fenómeno provocado por la acción abrasiva de un grano sobre otro, y pueden ser: esféricos, angulosos e irregulares.

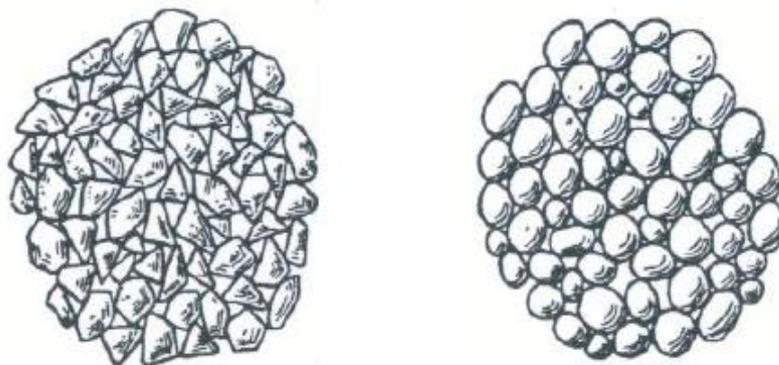


Figura 34. Geometría de granos: irregulares y redondos

Fuente: (ASF Handbook Vol 18)

La norma ASTM G-65, especifica que la geometría del grano debe ser redonda, para lo cual se tomará una arena silica de Ottawa.

2.9.4. Dispositivos eléctricos y electrónicos

Son los componentes que forman los circuitos eléctricos y electrónicos, tienen características únicas en relación al voltaje y a la corriente, como en un circuito de fuerza y control.

2.9.4.1. Circuito de fuerza

Es el encargado de proteger al motor eléctrico de una sobrecarga de energía eléctrica

2.9.4.2. Breaker

Es un aparato capaz de interrumpir o abrir un circuito eléctrico cuando la intensidad de la corriente eléctrica que por él circula excede de un determinado valor o, en el que se ha producido un cortocircuito, con el objetivo de no causar daños a los equipos eléctricos.



Figura 35. Breaker

Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

2.9.3.3. Variador de frecuencia

Es un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna (AC) por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor.



Figura 36. Variador de frecuencia
Fuente: (Manuel Ulaje Ramírez, 2004)

2.9.3.4. Interruptor

Es en su acepción más básica un dispositivo que permite desviar o interrumpir el curso de una corriente eléctrica. En el mundo moderno sus tipos y aplicaciones son innumerables, van desde un simple interruptor que apaga o enciende una bombilla, hasta un complicado selector de transferencia automático de múltiples capas controlado por computadora.



Figura 37. Interruptor
Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

2.9.3.5. Interruptor paro de emergencia

Después de una falla de alimentación, realizan una desconexión segura de todo el equipo eléctrico. También conmutan motores de AC, equipos de aire acondicionado e instalaciones fotovoltaicas.



Figura 38. Interruptor paro de emergencia
Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

2.9.3.6. Sensor inductivo

Son una clase especial de sensores que sirven para detectar materiales metálicos ferrosos. Son de gran utilización en la industria, tanto para aplicaciones de posicionamiento como para detectar la presencia o ausencia de objetos metálicos en un determinado contexto: detección de paso, de atasco, de codificación y de conteo.



Figura 39. Sensor inductivo
Fuente: (Manuel Ulaje Ramírez, 2004)

2.9.3.7. Display electrónico digital

Los display en electrónica digital son de mucha utilidad, ya que nos muestran en forma visual y en sistema decimal o en caracteres información que los equipos electrónicos digitales procesan en sistema binario.



Figura 40. Display electrónico digital
Fuente: (Manuel Ulaje Ramírez, 2004)

2.9.3.8. Luces indicadoras de tablero

Indican el funcionamiento de una máquina, cuando todas las luces indicadoras (LED) están apagadas, la máquina está apagada.



Figura 41. Luces indicadoras de tablero
Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

2.9.3.9. Cable concéntrico

Es un tipo de cable utilizado en los sistemas TN-C-S de puesta a tierra, donde el núcleo combinado neutro y la tierra rodean completamente al núcleo vivo. Esto minimiza el riesgo de cortar completamente a través del

neutro combinado y la tierra sin primero cortar completamente a través de los núcleos vivos.



Figura 42. Cable concéntrico

Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

2.9.3.10. Blower

Es un soplador de aire que utiliza la fuerza centrífuga para impulsar el aire hacia adelante, contiene una rueda con pequeñas aspas y una carcasa para dirigir el flujo de aire desde el centro de la rueda hacia afuera. Dependiendo del diseño de las aspas afectará el impulso del aire y el grado de eficiencia del soplador de aire.



Figura 43. Blower

Fuente: (Bela G. Liptak, 2005)

CAPITULO 3

DISEÑO Y SELECCIÓN DE MATERIALES

3.1. Requerimientos de diseño

De los diversos modos de degradación de una superficie, entre deformación plástica, agrietamiento, cambios estructurales, corrosión y desgaste, este último y en particular el desgaste abrasivo es uno de los grandes problemas, que se presentan en piezas que trabajan en contacto.

La forma en que es arrancado el material o deformada la superficie de una pieza, se conoce como mecanismo de desgaste, siendo el más severo el desgaste abrasivo en materiales dúctiles. Sin embargo, en función de determinadas variables del sistema y propiedades de los materiales involucrados, la eficiencia en la remoción del material, bajo este mecanismo puede ser atenuada. Cuando esto ocurre se dice que está presente, el mecanismo de microsurcado, donde la remoción del material solamente se presenta por acciones repetidas de los abrasivos, llevando a un proceso de fatiga de bajo ciclaje.

Entonces una de las posibles formas de evaluar el desgaste abrasivo es por medio de un procedimiento conocido, como ensayo de desgaste abrasivo con rueda de caucho y chorro de arena. Este procedimiento, está dado por las especificaciones de la norma ASTM G-65, que permite obtener resultados del comportamiento cuantitativo y cualitativo de un material con respecto a otros, donde la pérdida de masa es el parámetro principal.

3.1.1. Componentes y dispositivos de máquina

El equipo consta de:

- Sistema de transporte de la arena abrasiva
- Una tolva y conducto para la arena abrasiva

- Un disco de acero recubierto con caucho vulcanizado con dureza media de 60 shore
- Una palanca para el control de la carga de 130N o 30 Lb
- Un porta-probeta
- Tipo de Abrasivo

En el contacto entre el disco y la muestra se mantiene un flujo constante de abrasivo a través de una boquilla que deja pasar las partículas con un caudal constante.

Sistema eléctrico- electrónico:

- Sistema de mando y control
- Variador de frecuencia
- Un motor eléctrico de 1 HP
- Blower 1HP

3.1.2. Requerimientos y funciones del equipo

Dadas las especificaciones de la norma ASTM G-65 y las necesidades requeridas y deseadas para el diseño y construcción de la máquina propuestas por el diseñador, se realiza una lista de las mismas de una manera concisa, presente en la tabla 3.1, donde se muestra un bosquejo de los conceptos de la máquina para la medición del desgaste por abrasión.

Tabla 5.

Especificaciones para el Diseño: ingeniero; R: Requerido; D: Deseado.

ESPECIFICACIONES INICIALES			
CONCEPTO	I	R/D	DESCRIPCIÓN
FUNCIÓN	I	R	Reproducir en ambientes controlados el proceso de desgaste por abrasión que experimentan los materiales

CONTINUA 

	I	D	Detenerse automáticamente al momento de cumplir con el tiempo y número de revoluciones seleccionado
OPERACIONES NECESARIAS	I	R	Generar microsurcados en la probeta de ensayo.
	I	R	Desplegar una lectura de las RPM a las que está rotando la máquina.
	I	D	al transcurrir el tiempo de la prueba activarse el temporizador para el apagado automático de la máquina
PRECISIÓN	I	R	La primera inspección de precisión se hace con los materiales y en tiempos que proponen la norma.

Establecidas las condiciones iniciales, se define la estructura funcional de la máquina, con el fin de cumplir las especificaciones de la norma ASTM G-65, como se muestra en la figura 3.1.



Figura 44. Funciones de la máquina de abrasión

Se observa, el funcionamiento de la máquina, con el suministro de energía eléctrica y la selección del número de revoluciones. Luego el material de ensayo, previamente medido y pesado, entra al proceso de desbaste obteniéndose así un material con desgaste listo para medir, pesar y sacar conclusiones. Antes de la etapa de pesaje, durante el proceso de desbaste se obtiene, una mezcla de la arena utilizada como abrasivo y pequeñas partículas del material de estudio. Así de manera abstracta queda explicado el funcionamiento de la máquina.

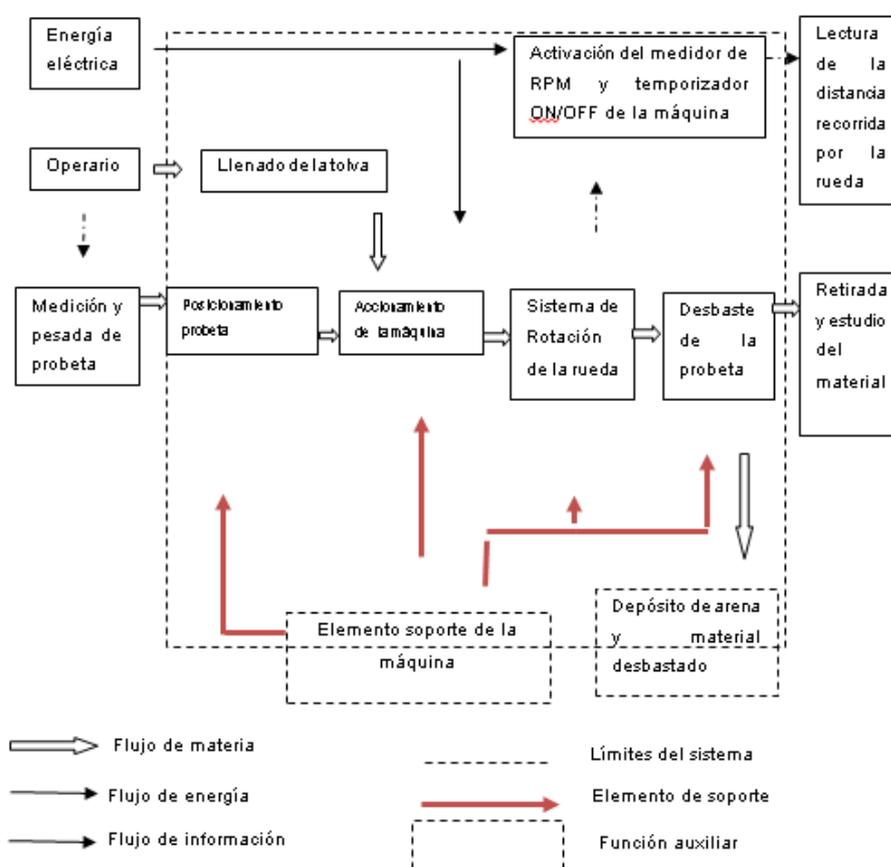


Figura 45. Estructura funcional de la máquina de abrasión.

Este esquema, indica el inicio del proceso con el cumplimiento de las funciones del operario, detectando las características importantes de la probeta, para la prueba como: dimensiones, masa, tipo de material y tipo de recubrimiento o tratamiento superficial, luego, coloca la probeta, en el porta

probetas, y se asegura que fluya la cantidad de abrasivo recomendado (350 ± 50 gr/min).

Teniendo en cuenta estas condiciones el operario coloca las pesas en el brazo de palanca, y la alineación de la probeta respecto al disco vulcanizado que gira por medio del control de un motor eléctrico, monitoreado por un sistema de sensores para medir las RPM y detener la operación en el tiempo de la prueba.

El proceso termina, con el estudio del material desbastado y la lectura de la distancia lineal recorrida por el material.

3.2. Alternativas de diseño

Para cumplir con las especificaciones dadas por la norma ASTM G-65, y tener un diseño más acercado a la realidad, es conveniente evaluar rigurosamente las alternativas con la base a la evaluación cualitativa, bajo los siguientes criterios:

- Confiabilidad
- Costo de Construcción
- Ruido y Vibraciones
- Uso de Partes Estándar
- Afectación al Medio Ambiente
- Mantenibilidad
- Costo de Ciclo de Vida

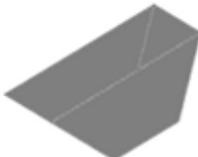
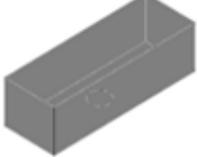
Para el diseño de la máquina va a considerarse en 4 partes:

- Sistema de llenado y transporte
- Sistema Transmisión
- Estructura metálica de la máquina
- Sistema Eléctrico y Electrónico

De los cuales solo se hará una selección de alternativas de los componentes mecánicos (Sistema de Llenado, Sistema de Transmisión, Estructura metálica de la máquina).

Tabla 6.

Alternativas de Diseño.

Componentes	Alternativas		
	A	B	
Sistema de Transmisión	Fuerza motriz	 Motor AC	 Motor DC
	Tipo de transmisión	 T. Bandas	 Motorreductor
Sistema de Llenado y transporte	Tolva	 Cilindrica-cónica	 Cónica
	Alimentación arena	 Blower	 B. Transportadora
Estructura Metálica	Recolector de Arena	 Piramidal	 Cuadrado
	Bastidor	 Rectangular	 Prismático

3.2.1. Matriz de valores y decisión

Para sacar la matriz de valores y decisión primero, se establece los valores de W.F. y R.F. al realizar las matrices de valores y decisión. Para sacar el W.F. primero se coloca en orden los parámetros de evaluación de alternativas desde el más importante al menos importante:

- 1.- Confiabilidad
- 2.- Costo Construcción
- 3.- Ruido y Vibración
- 4.- Uso de Partes Estándar
- 5.- Afectación al Medio Ambiente
- 6.- Mantenibilidad
- 7.- Costo Ciclo de Vida

Se obtiene el $n + 1$ donde:

$$n = \text{parametros de evaluación}$$

$$\therefore n + 1 = 7 + 1 = 8$$

Se realiza la suma de valores de cada parámetro:

$$\sum P_1 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 4 = 10$$

$$\sum P_2 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 4 = 9$$

$$\sum P_3 = 1 + 1 + 1 + 1 + 4 = 8$$

$$\sum P_4 = 1 + 1 + 1 + 4 = 7$$

$$\sum P_5 = 1 + 1 + 4 = 6$$

$$\sum P_6 = 1 + 4 = 5$$

$$\sum P_7 = 4$$

Se obtiene la sumatoria general de los parámetros:

$$\sum \text{Parámetros} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7$$

$$\sum \text{Parámetros} = 10 + 9 + 8 + 7 + 6 + 5 + 4 = 49$$

Porcentaje de cada parámetro:

$$\%P_1 = \frac{10}{49} = 0,20$$

$$\%P_2 = \frac{9}{49} = 0,18$$

$$\%P_3 = \frac{8}{49} = 0,16$$

$$\%P_4 = \frac{7}{49} = 0,14$$

$$\%P_5 = \frac{6}{49} = 0,12$$

$$\%P_6 = \frac{5}{49} = 0,10$$

$$\%P_7 = \frac{4}{49} = 0,08$$

Se realiza la sumatoria de porcentajes:

$$\sum \%Parámetros = \%P_1 + \%P_2 + \%P_3 + \%P_4 + \%P_5 + \%P_6 + \%P_7$$

$$\sum \%Parámetros = 0,20 + 0,18 + 0,16 + 0,14 + 0,12 + 0,10 + 0,08 = 0,98$$

La sumatoria de porcentajes arroja un valor de 0,98, muy cercano a 1 por lo tanto realizamos, una corrección de porcentajes o Weighting Factor (W.F.) de 0,10, en los parámetros 6 y 7 referidos a: Mantenibilidad y Costo de Ciclo de Vida, para obtener el valor de 1 de la sumatoria.

Tabla 7.

Matriz de Valores.

DESCRIPCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	Σ	%	W.F.
1.- Confiabilidad		1	1	1	1	1	1	4	10	0,2	0,2
2.- Costo Construcción			1	1	1	1	1	4	9	0,18	0,18

CONTINUA 

3.- Ruido y Vibración	1	1	1	1	4	8	0,16	0,16
4.- Uso de Partes Estándar	1	1	1	4	7	0,14	0,14	
5.- Afectación al Medio Ambiente	1	1	4	6	0,12	0,12		
6.-Mantenibilidad	1	4	5	0,10	0,10			
7.- Costo Ciclo de Vida	4	4	0,08	0,10				
Total	49	0,98	1					

Se obtiene R.F., realizando la calificación cuantitativa de las partes de la máquina, tomando en cuenta los valores de calificación: 2 para óptima y 1 para deficiente, como la tabla 8.

Tabla 8.

Calificación de Parámetros de Alternativas.

No	Partes de la máquina	Parámetros							
		Confiabilidad		Costo de Construcción		Ruido y Vibración		Uso de Partes Estándar	
		A	B	A	B	A	B	A	B
1	Fuerza Motriz	2	1	2	1	1	1	2	2
2	T. de Transmisión	1	2	2	1	2	1	2	1
3	S. Llenado y Trans.	2	1	1	2	2	1	1	2
4	R. de Arena	2	1	1	2	2	2	1	2
5	Bastidor	2	1	1	2	1	1	1	1
	Σ	9	6	7	8	8	6	7	8

Tabla 9.

Calificación de Parámetros de Alternativas.

No.	Partes de la Máquina	Parámetros					
		Afectación al medio ambiente		Mantenibilidad		Costo de Vida	
		A	B	A	B	A	B
1	Fuerza Motriz	1	1	2	1	1	1
2	T. Transmisión	2	1	2	1	2	1
3	S. Llenado y Trans.	1	1	1	2	1	1
4	Recolector de Arena	1	1	1	1	1	1
5	Bastidor	1	1	2	1	2	2
	Σ	6	5	8	6	7	6

A continuación se realiza la sumatoria de los valores de los parámetros:

Confiabilidad:

$$\sum \text{Alternativa}_A = 2 + 1 + 2 + 2 + 2 = 9$$

$$\sum \text{Alternativa}_B = 1 + 2 + 1 + 1 + 1 = 6$$

Costo Construcción:

$$\sum \text{Alternativa}_A = 2 + 2 + 1 + 1 + 1 = 7$$

$$\sum \text{Alternativa}_B = 1 + 1 + 2 + 2 + 2 = 8$$

Ruido y Vibración:

$$\sum \text{Alternativa}_A = 1 + 2 + 2 + 2 + 1 = 8$$

$$\sum \text{Alternativa}_B = 1 + 1 + 1 + 2 + 1 = 6$$

Uso de Partes Estándar:

$$\sum \text{Alternativa}_A = 2 + 2 + 1 + 1 + 1 = 7$$

$$\sum \text{Alternativa}_B = 2 + 1 + 2 + 2 + 1 = 8$$

Afectación al Medio Ambiente:

$$\sum \text{Alternativa}_A = 1 + 2 + 1 + 1 + 1 = 6$$

$$\sum \text{Alternativa}_B = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 = 5$$

Mantenibilidad:

$$\sum \text{Alternativa}_A = 2 + 2 + 1 + 1 + 2 = 8$$

$$\sum \text{Alternativa}_B = 1 + 1 + 2 + 1 + 1 = 6$$

Costo del ciclo de vida:

$$\sum \text{Alternativa}_A = 1 + 2 + 1 + 1 + 2 = 7$$

$$\sum \text{Alternativa}_B = 1 + 1 + 1 + 1 + 2 = 6$$

Se obtiene la ponderación de cada alternativa:

Confiabilidad:

$$Pond_A = R.F. \times W.F. = 9 \times 0,20 = 1,80$$

$$Pond_B = R.F. \times W.F. = 6 \times 0,20 = 1,20$$

Costo Construcción:

$$Pond_A = R.F. \times W.F. = 7 \times 0,18 = 1,26$$

$$Pond_B = R.F. \times W.F. = 8 \times 0,18 = 1,44$$

Ruido y Vibración:

$$Pond_A = R.F. \times W.F. = 8 \times 0,16 = 1,28$$

$$Pond_B = R.F. \times W.F. = 6 \times 0,16 = 0,96$$

Uso de Partes Estándar:

$$Pond_A = R.F. \times W.F. = 7 \times 0,14 = 0,98$$

$$Pond_B = R.F. \times W.F. = 8 \times 0,14 = 1,12$$

Afectación al Medio Ambiente:

$$Pond_A = R.F. \times W.F. = 6 \times 0,12 = 0,72$$

$$Pond_B = R.F. \times W.F. = 5 \times 0,12 = 0,6$$

Mantenibilidad:

$$Pond_A = R.F. \times W.F. = 8 \times 0,10 = 0,80$$

$$Pond_B = R.F. \times W.F. = 6 \times 0,10 = 0,60$$

Costo del Ciclo de Vida:

$$Pond_A = R.F. \times W.F. = 7 \times 0,10 = 0,70$$

$$Pond_B = R.F. \times W.F. = 6 \times 0,10 = 0,60$$

Por último se realiza la sumatoria de las ponderaciones en cada alternativa:

$$\sum Pond_A = 1,80 + 1,26 + 1,28 + 0,98 + 0,72 + 0,80 + 0,70 = 7,54$$

$$\sum Pond_B = 1,20 + 1,44 + 0,96 + 1,12 + 0,60 + 0,60 + 0,60 = 6,52$$

El resultado será la selección de la alternativa que tenga mayor puntaje como en la tabla 10.

Tabla 10.

Matriz de Decisión.

ORD	PARÁMETROS	W.F	ALTER. A		ALTER. B	
			R.F	POND.	R.F	POND.
1	Confiabilidad	0,20	9	1,80	6	1,20
2	Costo de Construcción	0,18	7	1,26	8	1,44
3	Ruido y Vibraciones	0,16	8	1,28	6	0,96
4	Uso de Partes Estándar	0,14	7	0,98	8	1,12
5	Afectación al Medio Ambiente	0,12	6	0,72	5	0,60
6	Mantenibilidad	0,10	8	0,80	6	0,60
7	Costo de Ciclo de Vida	0,10	7	0,70	6	0,60
	Σ	1,00		7,54		6,52
SELECCIÓN DE ALTERNATIVA			OPTIMA		DEFICIENTE	

3.2.2. Selección de alternativa

Después de los datos obtenidos, se observa que la alternativa A, es la más adecuada para el diseño y construcción de la máquina de ensayos de abrasión, la tabla 11, muestra las especificaciones de cada componente.

Tabla 11.

Especificación de la Selección de Alternativa.

Selección de Alternativas		
Tipo de Sistema	Componentes	Especificaciones
Sistema de Transmisión	Fuerza Motriz	Conformado por un motor AC de 1800 RPM.
	Tipo de Transmisión	La Transmisión de bandas y poleas en V
Sistema de Llenado	Tolva	Forma cilíndrico-cónica para almacenar 20 lt de arena abrasiva
	Alimentación de arena	Transporte de la arena por medio de un sistema Venturi
	Recolector de Arena	Forma piramidal con un desagüe para recolección del abrasivo caído
Estructura Metálica	Bastidor	Un bastidor de forma rectangular para la colocación del sistema de transmisión y llenado

3.3. Diseño mecánico

El diseño mecánico, es el proceso que dará forma, dimensiones, materiales, tecnología de fabricación y funcionamiento a las alternativas seleccionadas de la máquina para que cumpla las determinadas funciones o necesidades.

3.3.1. Diseño de sistema de transmisión

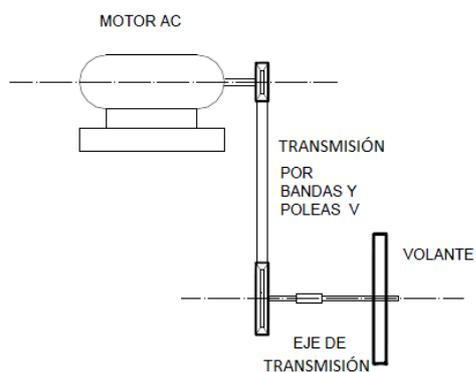


Figura 46. Esquema de Sistema de Transmisión

Para el sistema de transmisión tenemos:

- Un motor con una potencia nominal de 1 HP y una velocidad del motor de 1790 RPM, con un factor de servicio de 1,15

Datos:

$$F_s = 1,15$$

Factor de servicio del motor de CA

DCL POLEAS

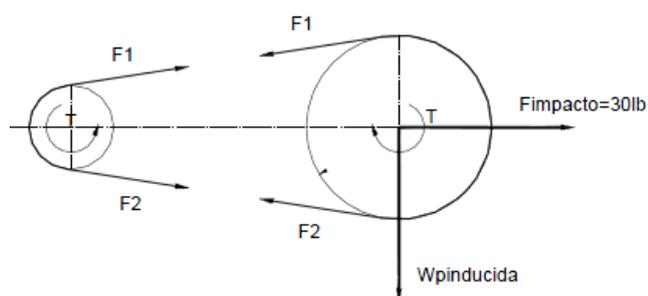


Figura 47. Diagrama de Cuerpo Libre de las Poleas Motriz e Inducida.

3.3.3.1. Diámetro de la polea motriz

De acuerdo a la potencia de diseño y velocidad nominal del motor: escogemos una banda 3V, según la fig. 3.5.

FIGURA 7-9 Gráfica para la selección de bandas en V industriales de sección angosta (Dayco Corp., Dayton, OH)

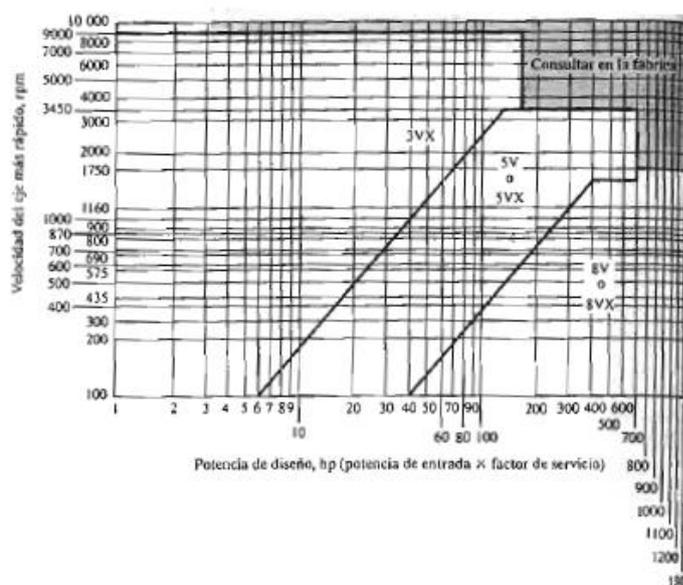


Figura 48. Selección de bandas en V industriales

Fuente: (Mott, Robert L.)

Sección de la banda	10^8 a 10^9 picos de fuerza		10^9 a 10^{10} picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Figura 49. Parámetros de durabilidad para algunas secciones en V

Fuente: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008)

$$D_{pmotriz} = 2,65 \text{ pulg}$$

3.3.3.2. Relación de transmisión

Según la norma ASTM G-65 el ensayo se realiza a 200 ± 10 RPM, por selección del variador de frecuencia, se escoge una velocidad de salida para el motor de 895 RPM, por protección del motor, y por lo tanto tenemos:

$$n_{motriz} = 895 \text{ RPM}$$

Velocidad de la polea motriz

$$n_{inducida} = 200 \text{ RPM}$$

Velocidad de la polea inducida

$$Rvn = \frac{n_{motriz}}{n_{inducida}} = 4,475$$

Relación de velocidades nominales

3.3.3.3. Diámetro de polea inducida

$$D_{pinducida} = D_{pmotriz} \cdot Rvn = 11,856 \text{ pulg} \approx 12 \text{ pulg} (177,80 \text{ mm})$$

3.3.3.4. Longitud de paso y distancia entre centros

La distancia de centros tentativa de las poleas:

$$D_{pinducida} < C < 3 \cdot (D_{pinducida} + D_{pmotriz})$$

$$12 < C < 48,993$$

$$C = 24, \text{ pulg} (609,6 \text{ mm})$$

$$L_p = 2C + 1,57 \cdot (D_{pinducida} + D_{pmotriz}) + \frac{(D_{pinducida} - D_{pmotriz})^2}{4C}$$

$$L_p = 2(24) + 1,57 \cdot (12 + 2,65) + \frac{(12 - 2,65)^2}{4(24)} = 71,91 \text{ pulg} (1826,51 \text{ mm})$$

TABLA 7-2 Longitudes de bandas estándar 3V, 5V y 8V (pulgadas)

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	

Figura 50. Longitudes estándar de Bandas en V

Fuente: (Mott, Robert L.)

$$L_p = 71 \text{ pulg (1803,4 mm)}$$

$$B = 4L_p - 6,28 \cdot (D_{pinducida} + D_{pmotriz})$$

$$B = 4(75) - 6,28 \cdot (12 + 2,65) = 207,998 \text{ pulg (5283,14 mm)}$$

$$C_p = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 \cdot (D_{pinducida} - D_{pmotriz})^2}}{16}$$

$$C_p = \frac{207,998 + \sqrt{207,998^2 - 32 \cdot (12 - 2,65)^2}}{16} = 25,57 \text{ pulg (650 mm)}$$

3.3.3.5. Ángulos de contacto

$$\theta_d = 180 - 2 \cdot \text{sen} \left(\frac{D_{pinducida} - D_{pmotriz}}{2 \cdot C_p} \right)^{-1}$$

$$\theta_d = 180 - 2 \cdot \text{sen} \left(\frac{12 - 2,65}{2 \cdot 25,57} \right)^{-1} = 158,93^\circ$$

$$\theta_D = 180 + 2 \cdot \text{sen} \left(\frac{D_{p\text{inducida}} - D_{p\text{motriz}}}{2 \cdot C_p} \right)^{-1}$$

$$\theta_D = 180 + 2 \cdot \text{sen} \left(\frac{7 - 2,65}{2 \cdot 25,833} \right)^{-1} = 201,069$$

3.3.3.6. Número de bandas

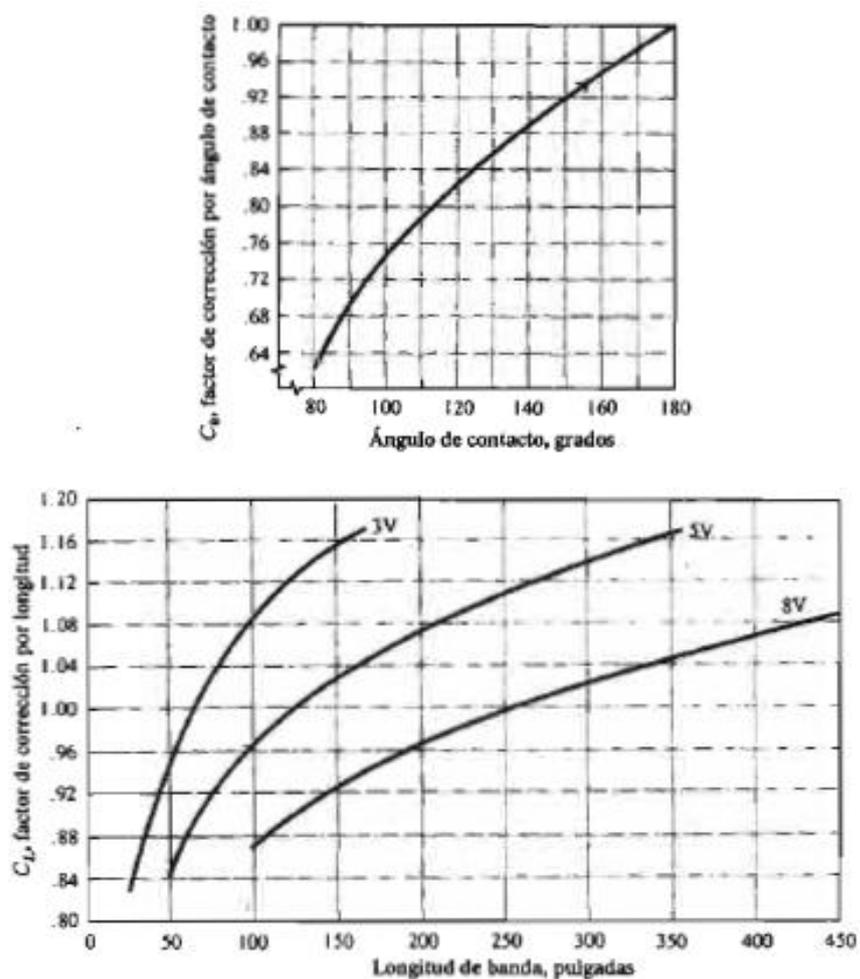


Figura 51. Factores de corrección por ángulo de contacto C_θ y longitud C_L

Fuente: (Mott, Robert L.)

Factores de corrección por Angulo de contacto C_θ y longitud de banda C_L :

$$C_\theta = 0,86$$

$$C_L = 1,02$$

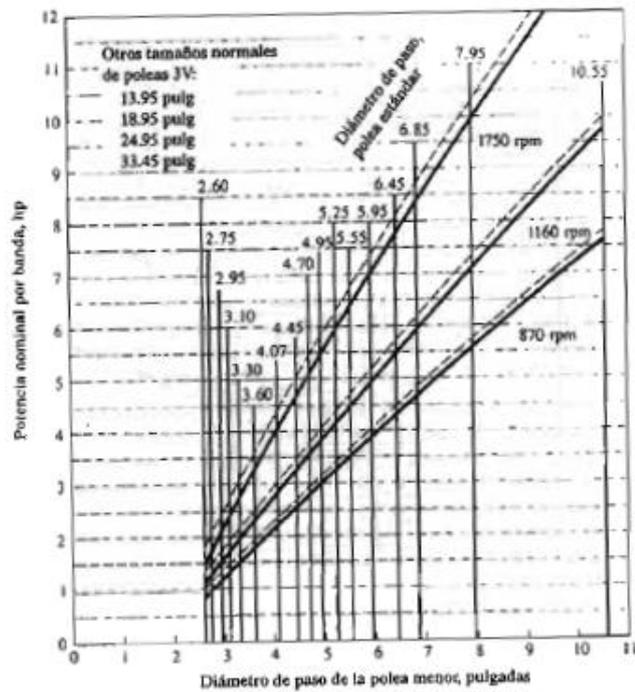


Figura 52. Capacidades de Bandas 3V

Fuente: (Mott, Robert L.)

Potencia nominal por banda:

$$P_{nb} = 1,6$$

Potencia corregida:

$$P_c = C_\theta \cdot C_L \cdot P_{nb}$$

$$P_c = 0,86 \cdot 1,02 \cdot 1,6 = 1,4035$$

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Figura 53. Factores de servicio sugeridos K_s , para transmisiones de banda en V

Fuente: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008)

Factor de servicio

$$P_d = F_s \cdot P_n$$

$$P_d = 1,15 \cdot 1 = 1,15$$

Número de bandas a usarse.

$$N_b = \frac{P_d}{P_c}$$

$$N_b = \frac{1,15}{1,4035} = 0,867 \approx 1 \text{ banda}$$

3.3.3.7. Tensión mayor y menor de la banda

$$V_b = \frac{\pi \cdot D_{pmotriz} \cdot n_{motriz}}{12}$$

$$V_b = \frac{\pi \cdot 2,65 \cdot 895}{12} = 620,92 \text{ pies}/\text{min}$$

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Figura 54. Parámetros K_b y K_c de bandas en V
Fuente: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008)

$$K_c = 0,425$$

$$F_c = K_c \left(\frac{V_b}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0,425 \left(\frac{620,92}{1000} \right)^2 = 0,16 \text{ lbf} \text{ (0,7117 N)}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{P_d}{N_b}}{n_{motriz} \left(\frac{D_{pmotriz}}{2} \right)}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{1,15}{1}}{895 \left(\frac{2,65}{2} \right)} = 61,1118 \text{ lbf} \text{ (271,83 N)}$$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \cdot e^{(0,5123 \cdot 2,793)}}{e^{(0,5123 \cdot 2,793)} - 1}$$

$$F_1 = 0,16 + \frac{61,1118 \cdot e^{(0,5123 \cdot 2,793)}}{e^{(0,5123 \cdot 2,793)} - 1} = 80,4773 \text{ lbf} \text{ (357,98 N)}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 80,4773 - 61,1118 = 19,35 \text{ lbf} \text{ (86,07 N)}$$

$$F_i = \frac{F_1 - F_2}{2} - F_c$$

$$F_i = \frac{80,4773 - 19,35}{2} - 0,16 = 30,5336 \text{ lbf} \text{ (135,85 N)}$$

3.3.3.8. Factor de seguridad de la banda

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Figura 55. Factores de Servicio sugeridos K, para transmisiones de B.V.

Fuente: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008)

Factor de seguridad.

$$K_s = 1,15$$

$$n_{fs} = \frac{P_c \cdot N_b}{P_n \cdot K_s}$$

$$n_{fs} = \frac{1,4035 \cdot 1}{1 \cdot 1,15} = 1,220$$

3.3.3.9. Tensiones máximas de poleas motriz e inducida

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Figura 56. Parámetros K_b y K_c de bandas en V

Fuente: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008)

$$K_b = 230$$

$$F_{b1} = \frac{K_b}{D_{p\text{motriz}}} = 86,792 \text{ lbf} \quad (386,07 \text{ N})$$

$$F_{b2} = \frac{K_b}{D_{p\text{inducida}}} = 19,166 \text{ lbf} \quad (85,254 \text{ N})$$

$$T_1 = F_1 + F_{b1} = 80,4773 + 86,792 = 167,26 \text{ lbf} \quad (755,55 \text{ N})$$

$$T_2 = F_2 + F_{b2} = 19,35 + 19,166 = 38,516 \text{ lbf} \quad (171,327 \text{ N})$$

3.3.3.10. Número de pasadas y vida en horas

Sección de la banda	10^8 a 10^9 picos de fuerza		10^9 a 10^{10} picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Figura 57. Parámetros de Durabilidad para algunas secciones en V

Fuente: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008)

Número de Pasadas y la Vida Útil en horas.

$$K = 728$$

$$b = 12,464$$

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$$

$$N_p = \left[\left(\frac{728}{167,2693} \right)^{-12,464} + \left(\frac{728}{38,516} \right)^{-12,464} \right]^{-1} = 9,14076 \times 10^9 \text{ pasadas}$$

$$t = \frac{N_p \cdot L_p}{720 \cdot V_b} = \frac{(9,14076 \times 10^9) \cdot 75}{720 \cdot 620,92} = 1533470,495 \text{ horas}$$

3.3.3.11. Longitud de la banda

$$L = \sqrt{4C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d)$$

$$L = \sqrt{4(25,572)^2 - (8 - 3)^2} + \frac{1}{2}((12 \cdot 3,5093 + (2,65 \cdot 2,773))$$

$$L = 75,99 \text{ pulg (1930,146 mm)}$$

3.3.3.12. Resumen resultados de la transmisión por bandas

La selecciona por cálculos:

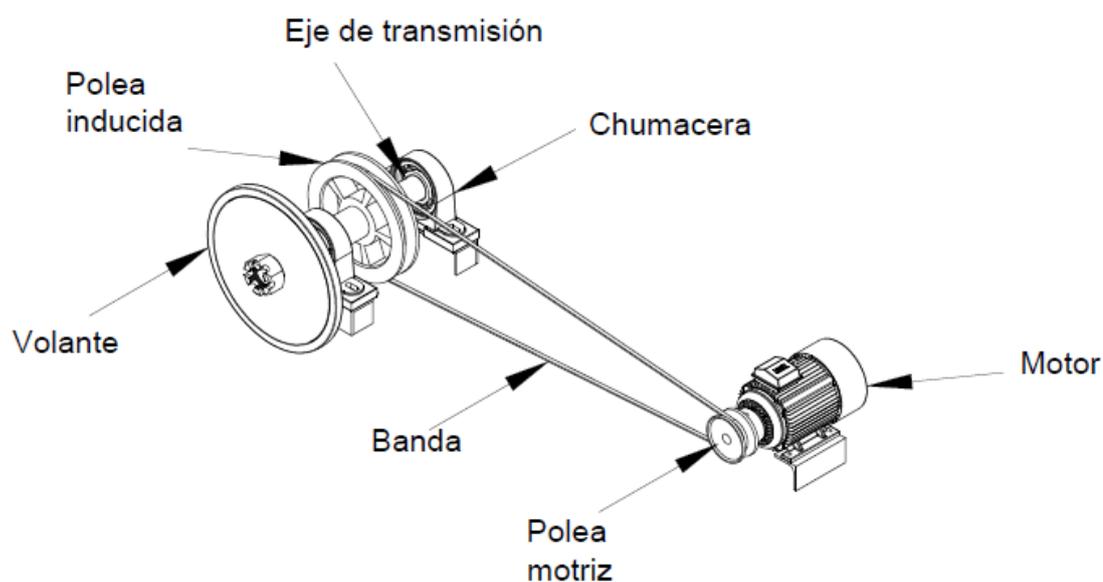


Figura 58. Sistema de transmisión

Fuente: Elaborado por (Chávez, Jhonny)

Código de plano de referencia: 2000

Tipo de polea: polea tipo 3V

Número de ranuras de las poleas: 1 ranura

Diámetro de la polea motriz: 2,65 pulg (68,58 mm).

Diámetro de la polea inducida: 12 pulg (304,8 mm).

Longitud de centros de la polea motriz a la inducida: 25,572 pulg (650 mm).

Tipo de banda: banda tipo 3V

Vida horas de la banda: 1 horas

Longitud de la banda: 75,99 pulg o (1930,146) mm

3.3.3.1.13. Eje de transmisión

Parámetros para el eje de transmisión:

3.3.3.1.15. diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión (DCL)

Datos para diseño del eje:

$$D_{pmotriz} = 2,65 \text{ pulg } (68,58 \text{ mm})$$

$$D_{pinducida} = 12 \text{ pulg } (304,8 \text{ mm})$$

$$T_1 = 167,26 \text{ lbf } (744,09 \text{ N})$$

$$T_2 = 38,516 \text{ lbf } (171,327 \text{ N})$$

Fuerza resultante en la polea inducida:

$$F_b = F_1 + F_2 = 205,776 \text{ lbf } (755,55 \text{ N})$$

Torque:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{746}{200 \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)} = 35,6189 \text{ N} \cdot \text{m} = 35618,87 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

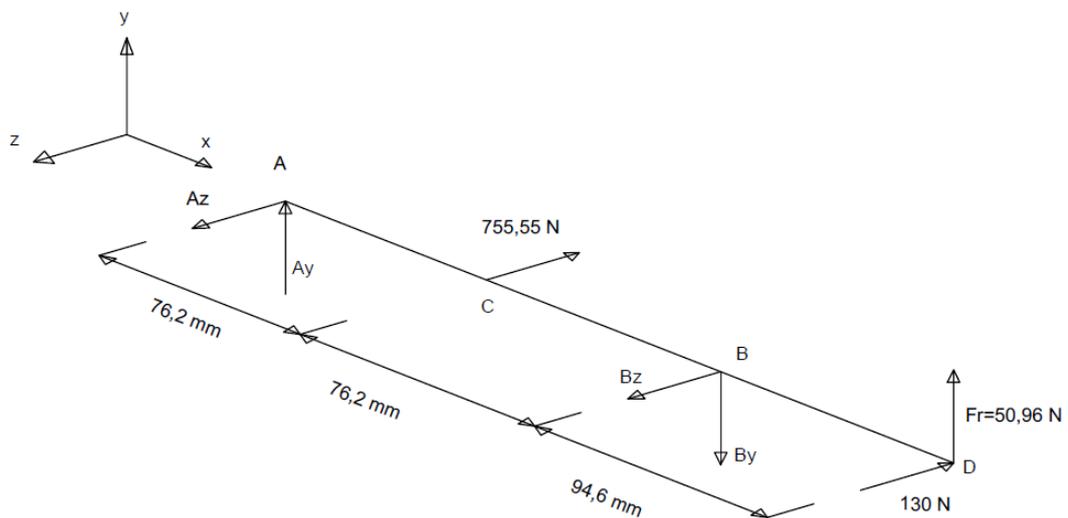


Figura 60. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión

$$F_b = F_1 + F_2$$

$$F_b = 205,776 \text{ lbf } (755,55 \text{ N})$$

$$F_{imp} = 30 \text{ lbf } (130 \text{ N})$$

Plano XZ

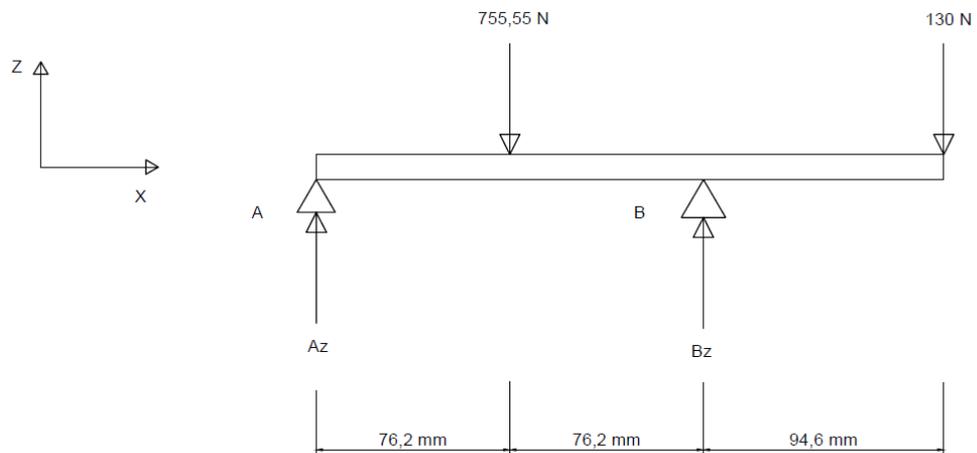


Figura 61. Diagrama de fuerzas plano XZ del eje de transmisión.

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - 755,55 + B_z - 130 = 0$$

$$A_z + B_z = 885,55 \text{ N} \quad A_z + 456,02 = 885,55 \text{ N} \quad A_z = 293,43 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-755,55(76,2) + B_z(152,4) - 130(247) = 0$$

$$B_z = 456,02 \text{ N}$$

Plano XY

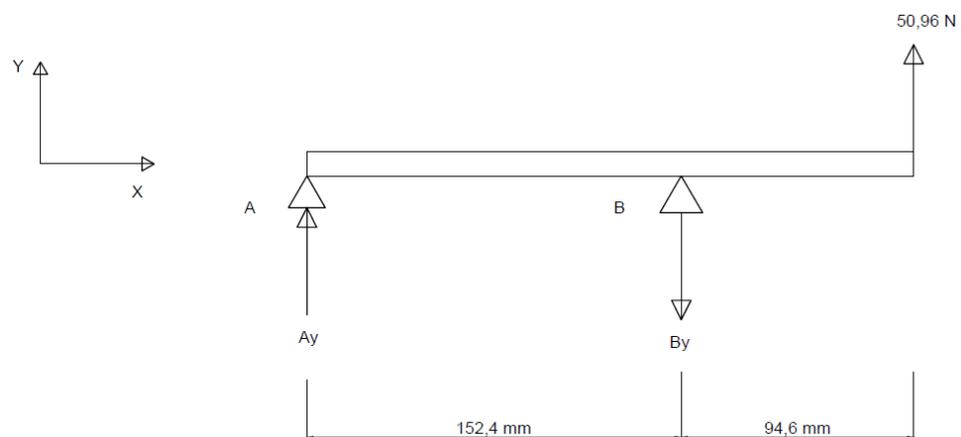


Figura 62. Diagrama de fuerzas Plano XY del eje de transmisión.

$$\sum F_z = 0$$

$$A_y - B_y + 50,96 = 0 \quad A_y = 31,63 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-B_y(152,4) + 50,96(247) = 0 \quad B_y = 82,59 \text{ N}$$

3.3.3.1.16. Momentos totales y torques del eje de transmisión

Plano XZ

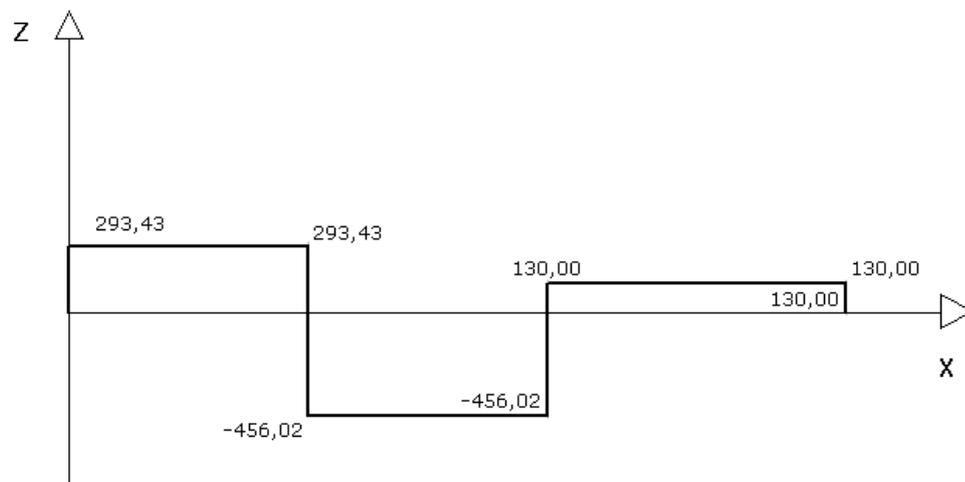


Figura 63. Diagrama de esfuerzo cortante plano XZ del eje de transmisión.

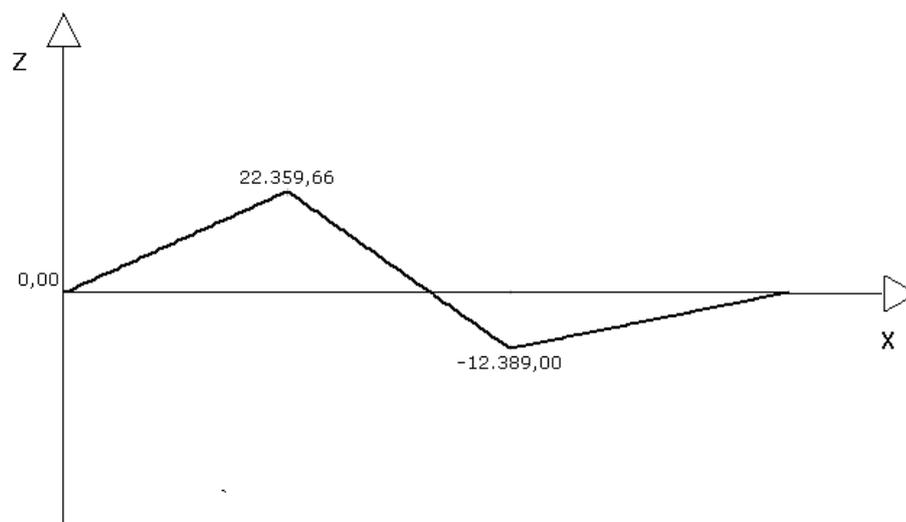


Figura 64. Diagrama de momento plano XZ del eje de transmisión.

$$M_A = 0$$

$$M_C = M_A + Aq \left\{ \begin{matrix} B \\ A \end{matrix} \right. = 0 + (293,3)(76,2) = 22359,56 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_B = M_C + Aq \left\{ \begin{matrix} C \\ B \end{matrix} \right. = 22359,56 - (456,02)(76,2) = -12389 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_D = M_B + Aq \left\{ \begin{matrix} D \\ C \end{matrix} \right. = -12389 + 130(94,6) = 0$$

Plano XY

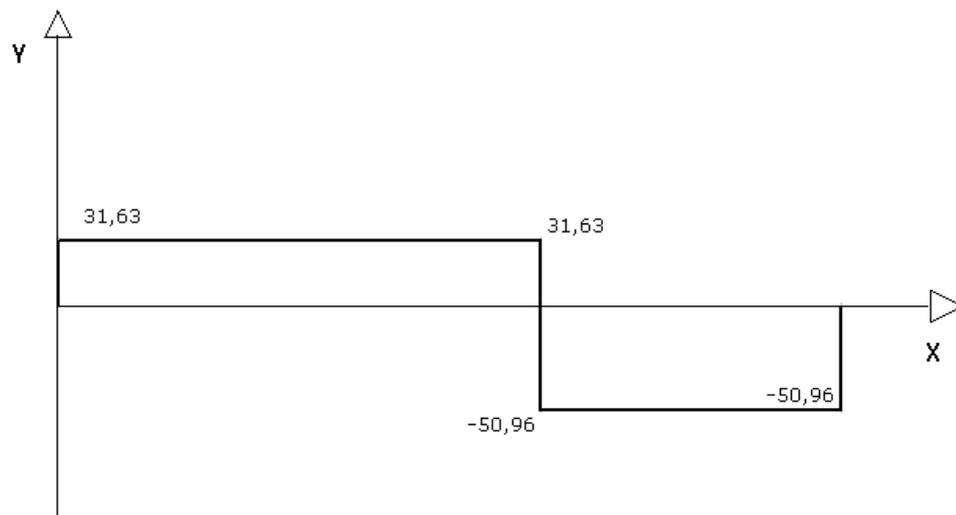


Figura 65. Diagrama de esfuerzo cortante plano XY del eje de transmisión.

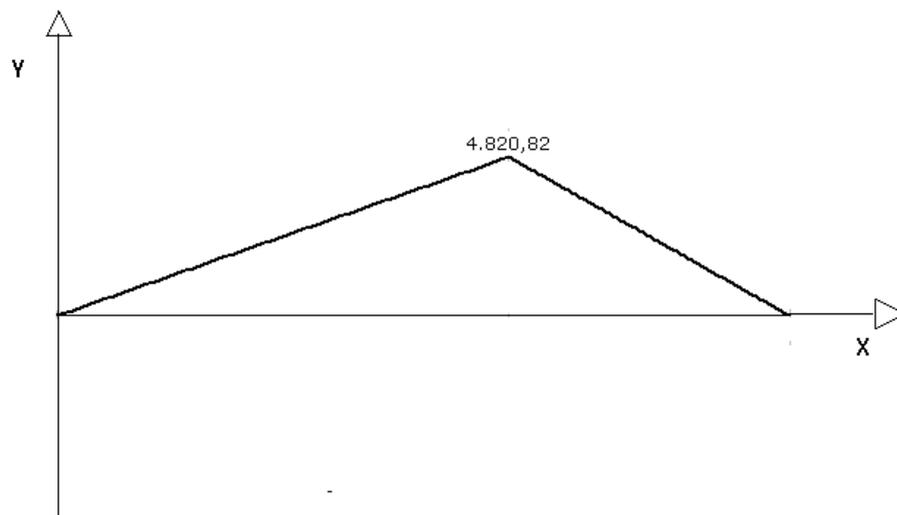


Figura 66. Diagrama de momento plano XY del eje de transmisión.

$$M_A = 0$$

$$M_C = 0$$

$$M_B = M_C + Aq \left\{ \begin{matrix} C \\ B \end{matrix} \right. = 0 + 31,63(152,4) = 4820,82 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_D = M_B + Aq \left\{ \begin{matrix} D \\ C \end{matrix} \right. = 4820,82 - 50,96(94,6) = 0$$

$$M_A = 0$$

$$M_B = \sqrt{(4820,82)^2 + (-12389)^2} = 13287,081 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_C = \sqrt{(2410,206)^2 + (22359,56)^2} = 22489,08 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_D = 0$$

$$T_B = 35618,887 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_C = 35618,887 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

La sección crítica se encuentra en la polea.

3.3.3.1.17. Diseño a fatiga del eje de transmisión

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D^3} = \frac{32 \cdot (22489,08)}{\pi \cdot D^3} = \frac{229071,887}{D^3} \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3} = \frac{16 \cdot (35618,887)}{\pi \cdot D^3} = \frac{181405,447}{D^3} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 0 \quad \sigma_a = \sigma_b$$

$$\tau_m = \tau_t \quad \tau_a = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{bmax} - \sigma_{bmin}}{2} = \frac{229071,887}{D^3} \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{181405,447}{D^3} \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$k_t = 2 \text{ para chaveteros}$$

$$\sigma_a^* = k_t \cdot \sigma_a = 2 \cdot \frac{229071,887}{D^3} = \frac{458143,775}{D^3} N \cdot mm$$

$$\tau_m^* = k_t \cdot \tau_m = 2 \cdot \frac{181405,447}{D^3} = \frac{362810,89}{D^3} N \cdot mm$$

Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo:

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_m^2 + 4\tau_m^2} = \sqrt{0 + 4 \left(\frac{362810,89}{D^3} \right)^2} = \frac{725621,78}{D^3} N/mm^2$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2} = \sqrt{\left(\frac{458143,775}{D^3} \right)^2 + 4(0)^2} = \frac{458143,775}{D^3} N/mm^2$$

Selección del material:

Acero 1018 HR $S_y = 220$ Mpa, $S_u = 341$ Mpa

$$S_e' = 0,5S_u = 0,5(341) = 170,5 \text{ Mpa}$$

Factores:

$$K_{carga} = 0,75$$

$$K_{tamaño} = 0,96$$

$$K_{sup} = 0,85$$

$$S_e' = (0,85)(0,75)(0,96) \cdot 170,5 = 104,346 \text{ Mpa}$$

Criterio Soderberg

$$\frac{S_y}{F.S.} = \sigma_{eqm} + \frac{S_y}{S_e'} \cdot \sigma_{eqa}$$

Factor de seguridad = 2

$$\frac{220}{2} = \frac{725621,78}{D^3} + \frac{220}{104,346} \cdot \frac{458143,775}{D^3}$$

$$D = 24,84 \text{ mm} \approx 25$$

Verificamos resultados con el software MITCalc, así que, se introduce las revoluciones a las que va a girar el eje (200 RPM), dentro del programa:

Velocidad del eje = 200 RPM

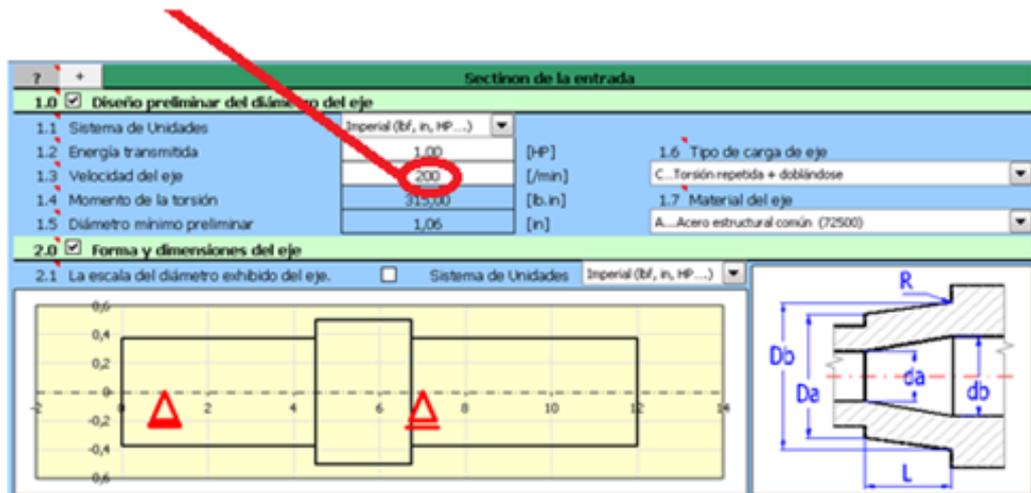


Figura 67. Entrada de velocidad del eje de transmisión.

Fuente: Software CAD/CAM

A continuación se introduce, los diámetros escalonados del eje:

Tabla	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Origen	0,00	4,50	6,75	12,00	12,00	12,00	12,00	12,00	12,00	12,00
L	4,500	2,250	5,250	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
a Da	0,750	1,000	0,750	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
a Db	0,750	1,000	0,750	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
a da	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
a db	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
R	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

2.3 Longitud total del eje: 12,00 [m]
 2.4 X-coordine de la ayuda izquierda (cojinete): Fijo 1,00 [m]
 2.5 X-coordine de la ayuda derecha (cojinete): Libre 7,00 [m]

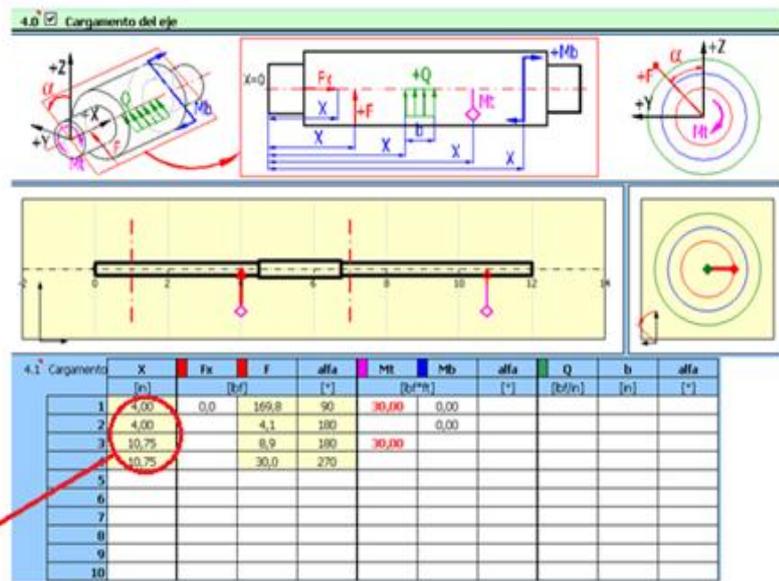
2.6 La superficie del eje (ra de la aspereza): C...Terna (32)

25 mm, 35 mm, 25 mm
 Diámetros del eje

Figura 68. Diámetros principal y de escalón del eje de transmisión.

Fuente: Software CAD/CAM

Se coloca la distribución de cargas en el eje de transmisión.



Dimensiones de aplicación de cargas

Figura 69. Distribución de cargas en el eje de transmisión.

Fuente: Software CAD/CAM

Aplicadas las fuerzas, se verifica, los resultados de desviación máxima y desviación angular máxima:

Desviación máxima

y

Desviación angular máxima

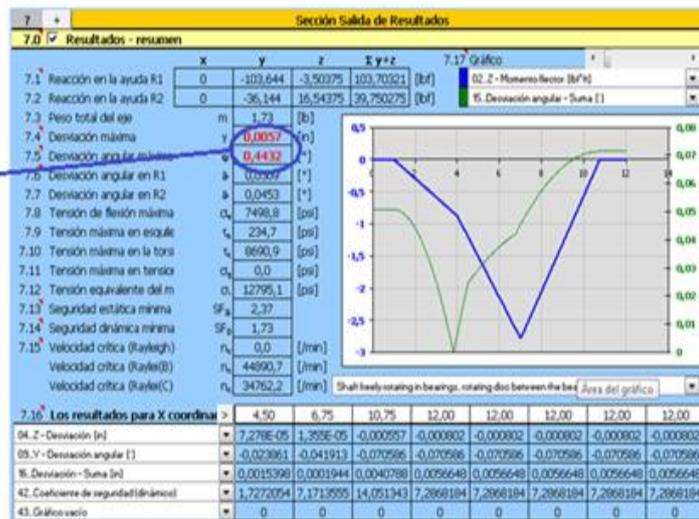


Figura 70. Resultados de desviación máxima y angular máxima del eje de transmisión.

Fuente: Software CAD/CAM

De acuerdo con el diámetro seleccionado de 25 mm, de diámetro al eje principal y 35 mm al eje escalonado, se tiene, que la desviación máxima y angular es de 0,0745 mm, 1,3433°, mayor a la permitida, por lo tanto, realizamos la corrección del diámetro para mejorar la desviación máxima.

$$\phi_{nuevo} = \phi_{anterior} \left[\frac{F.S. \cdot \gamma_{anterior}}{\gamma_{perm}} \right]^{1/4}$$

$$\phi_{nuevo} = 25 \left[\frac{2 \cdot 0,0754}{0,0254} \right]^{1/4} = 34,48 \text{ mm} \approx 35 \text{ mm}$$

Se vuelve a introducir el diámetro nuevo a Mitcal y tenemos:

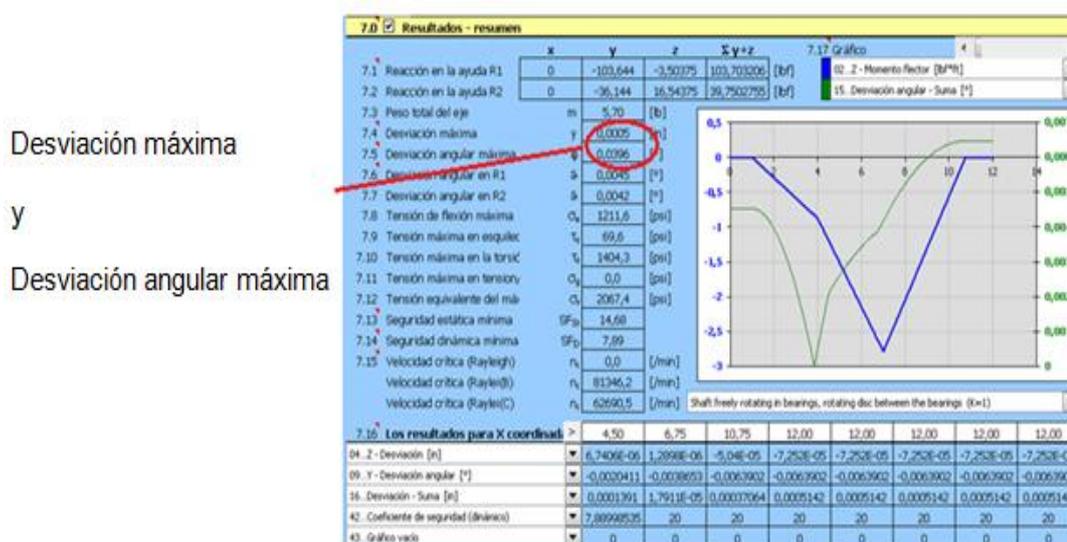


Figura 71. Resultados del eje de transmisión de diámetro corregido.

Fuente: Software CAD/CAM

Así que el diámetro escogido de 35 mm al eje cumple con los límites de desviación máxima angular y deflexión de:

- 0,007 mm y 0,0354°.

3.3.3.1.18. Esfuerzos de Von Mises

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D^3} = \frac{32 \cdot (22489,08)}{\pi \cdot D^3} = \frac{229071,887}{D^3} = 14,66 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3} = \frac{16 \cdot (35618,887)}{\pi \cdot D^3} = \frac{181405,447}{D^3} = 11,609 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo de Von mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{(14,66)^2 + 3(11,609)^2} = 24,884 \text{ N/mm}^2$$

3.3.3.1.19. Selección de chumaceras

Chumacera A:

Debido a las cargas se ha seleccionado el tipo de rodamiento rígido de bola.

Cálculo de la fuerza resultante en A:

$$A_y = 31,63 \text{ N}$$

$$A_z = 293,43 \text{ N}$$

$$F_{rA} = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{31,63^2 + 293,43^2} = 295,12 \text{ N}$$

$$F_{aA} = 0$$

Selección del rodamiento con la fórmula:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

$$P = F_{rA} = 295,12 \text{ N}$$

Para 1000 horas de trabajo de la máquina, tenemos el número de ciclos:

$$Rev = 200$$

$$T_{oP} = 1000 \cdot 60 \cdot Rev = 1000 \cdot 60 \cdot 200 = 1,2 \times 10^7$$

$$L = \frac{T_{oP}}{10^6} = \frac{1,2 \times 10^7}{10^6} = 12$$

$n = 3$ Por el tipo de rodamiento rígido de bola

$$C = P \cdot (L)^{1/n} = 295,12 \cdot 12^{1/3} = 1180,48 \text{ N}$$

Con $C = 1,18 \text{ kN}$ y diámetro de eje igual 35 mm selecciono el rodamiento SKF 61807

Chumacera B:

Calculamos fuerza resultante en B.

$$B_y = 82,59 \text{ N}$$

$$B_z = 456,02 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{82,59^2 + 456,02^2} = 463,438 \text{ N}$$

$$F_{aB} = 0$$

Seleccionamos el rodamiento con la fórmula:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

$$P = F_{rB} = 463,438 \text{ N}$$

Para 1000 horas de trabajo de la máquina, tenemos el número de ciclos:

$$Rev = 200$$

$$T_{oP} = 1000 \cdot 60 \cdot Rev = 1000 \cdot 60 \cdot 200 = 1,2 \times 10^7$$

$$L = \frac{T_{oP}}{10^6} = \frac{1,2 \times 10^7}{10^6} = 12$$

$n = 3$ Por el tipo de rodamiento rígido de bola

$$C = P \cdot (L)^{1/n} = 463,438 \cdot 12^{1/3} = 1853,752 \text{ N}$$

Con $C = 1,85 \text{ kN}$ y diámetro de eje igual 35 mm selecciono el rodamiento SKF 61807

3.3.3.1.20. Cálculo de la chaveta

De acuerdo prontuario de mecánica para un diámetro entre: 30 – 38 mm, se escoge una chaveta de dimensiones de: 10x8 mm

$$T = 35618,887 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F = \frac{T}{r} = \frac{35618,887}{17,5} = 2035,36 \text{ N}$$

Teoría de la energía de distorsión:

$$S_{sy} = 0,577S_y = 0,577 \cdot (220) = 126,94 \text{ Mpa}$$

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t \cdot l}$$

$$\frac{126,94}{2} = \frac{2035,36}{10 \cdot l}$$

$$l = 12,6 \text{ mm}$$

3.3.3.1.21. Resultados del eje de transmisión

EJE DE TRANSMISIÓN:

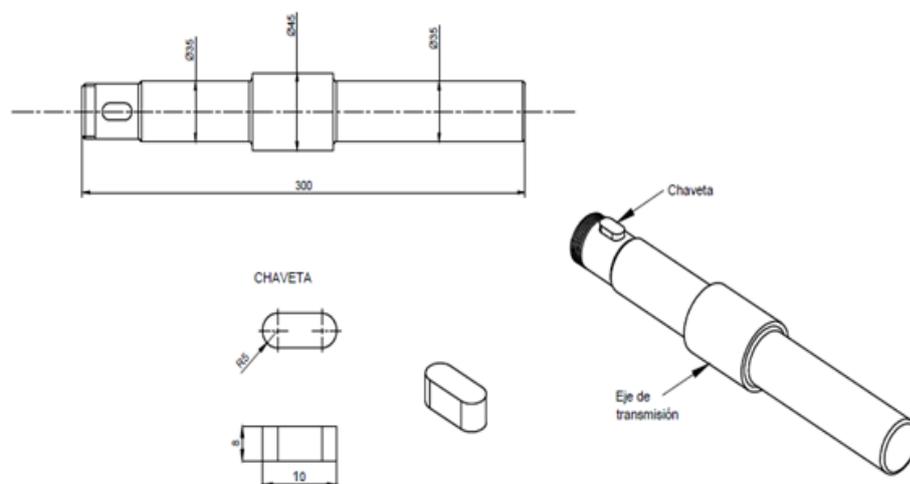


Figura 72. Esquema dimensional del eje de transmisión.

Código de plano de referencia: 2002

Diámetro principal: 35 mm

Diámetro del escalón: 45 mm

Diámetro chumaceras: 35 mm

Radio de chaveta: 5 mm

Ancho de chaveta: 10 mm

Alto de chaveta: 8 mm

VOLANTE DE ENSAYO ABRASIVO:

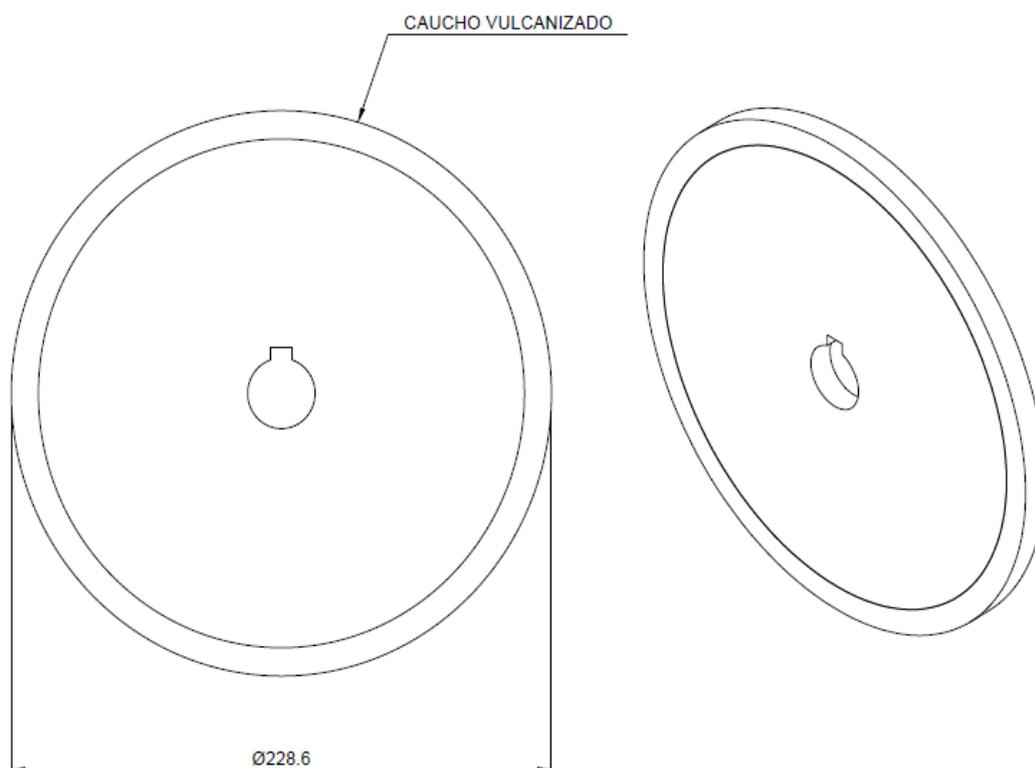


Figura 73. Esquema dimensional del volante de ensayo de abrasión.

Código de plano de referencia: 2001

Tuerca hexagonal: 1 ¼ pulg (31,75 mm)

Diámetro de volante con caucho: 9 pulg (228,6 mm)

Espesor del volante y del caucho: 1/2 pulg (12,7 mm)

Agujero para el roscado en volante: 1 ¼ pulg (31,75 mm)

3.3.2. Diseño del sistema de llenado

El sistema de llenado consta de dos partes: la tolva que contendrá el abrasivo durante el ensayo de abrasión, y el mecanismo que transportará la arena para la fácil maniobrabilidad de carga de la arena abrasiva.

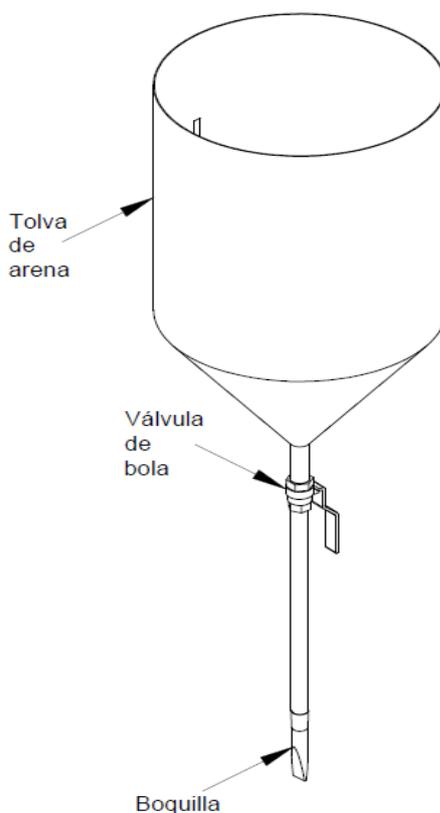


Figura 74. Esquema de tolva.

La tolva del prototipo se ha diseñado bajo los siguientes parámetros:

Flujo máximo de la prueba: 300- 400 g/min.

Duración máxima de la prueba: 30 min.

Densidad de la arena: 1.5 l/kg

Por lo tanto la carga de arena necesaria en la prueba será:

$$C_{arena} = Q_{maximo} \cdot t_{maximo}$$

$$C_{maximo} = 400 \left(\frac{g}{min} \right) \cdot 30 \text{ min}$$

$$C_{maximo} = 12000 \text{ g} = 12 \text{ kg}$$

3.3.2.1. Arena abrasiva

La norma ASTM G-65, expresa que debe ser una arena cuarcífera de grano redondo con un ASF 50/70. La humedad no debe exceder el 0.5% en peso.

U.S. Sieve Size	Sieve Opening	% Retained on Sieve
40	425 μm (0.0165 in.)	none
50	300 μm (0.0117 in.)	5 max
70	212 μm (0.0083 in.)	95 min
100	150 μm (0.0059 in.)	none passing

Figura 75. Parámetros de arena abrasiva.

Fuente: (ASTM G-65, 2004)

3.3.2.2. Reciclaje de arena abrasiva

Los usos industriales del sílice derivan de sus importantes propiedades físicas y químicas, destacándose especialmente su dureza, resistencia química, alto punto de fusión, piezoelectricidad, piroelectricidad y transparencia y son:

- Materia prima fundamental para la fabricación del vidrio.
- Lecho filtrante para depuración y potabilización de las aguas.
- Fabricación de lejías, abrasivos industriales y arenados.
- Fórmulas de detergentes, pinturas, hormigones y morteros especiales, y materia prima básica para la obtención del silicio.
- Base para la fabricación de refractarios de sílica y arenas de modelo.
- Filtros de agua, Perforaciones, Fundición, Vidrio, Morteros, Plantas Potabilizadoras, Arenados, Pisos de cerámica, Resinas, Loza, Epoxi, Campos deportivos.
- Fabricación de ferroaleaciones, ladrillo refractario, relleno en plástico, hule, ornamento en pastas de alta resistencia para revocar muros.

3.3.2.3. Volumen de arena abrasiva requerido

$$V_{arena} = C_{maximo} \cdot \rho_{arena}$$

$$V_{arena} = 12 \text{ kg} \cdot 1,6 \left(\frac{l}{kg} \right)$$

$$V_{arena} = 19,2 \text{ l}$$

Se tomara una tolva de 20 litros de capacidad

3.3.2.4. Boquilla

De acuerdo a la sección "6.4.2. FORMA DE LA BOQUILLA" de la norma ASTM G-65, especifica el tipo de boquilla de acuerdo a la siguiente geometría:

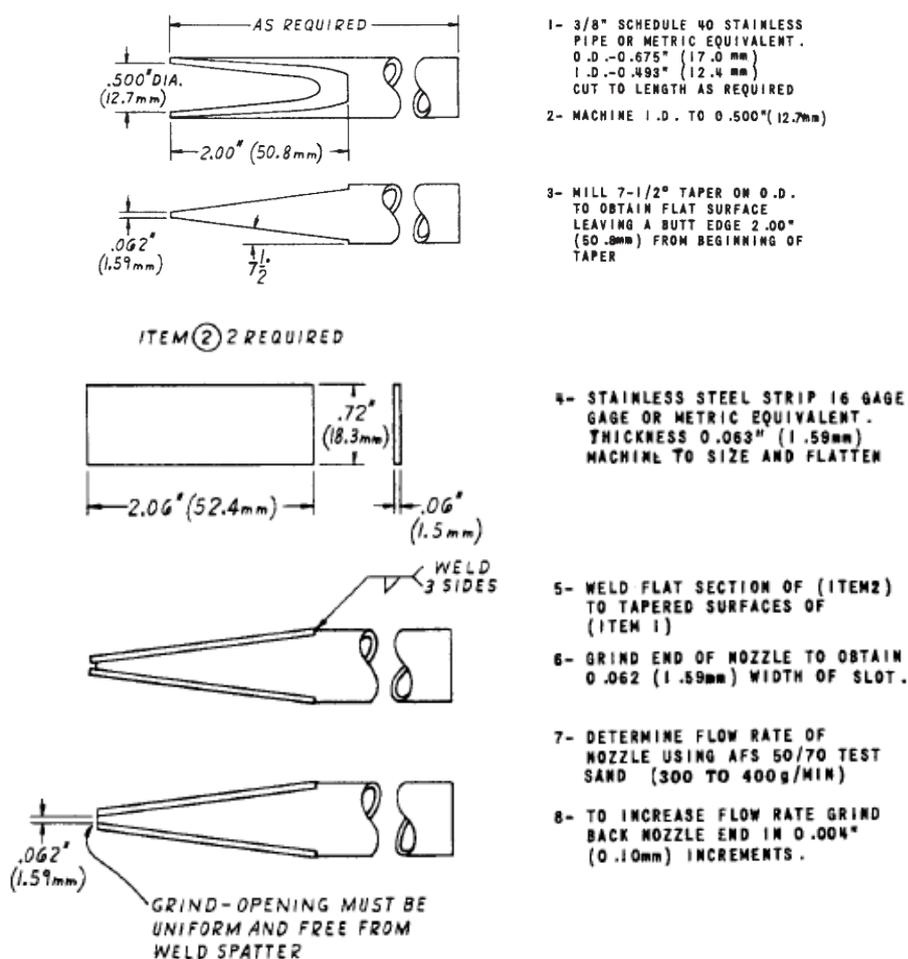


Figura 76. Geometría de la boquilla.

Fuente: (ASTM G-65, 2004)

3.3.2.5. Diámetro de la boquilla y altura antes de la boquilla

El diámetro de la boquilla será de: $\phi_{boquilla} = 1/2 \text{ in.} = 12,7 \text{ mm}$, por lo tanto la altura para un flujo de arena de 350 g/min, antes de la boquilla sera:

$$m = \frac{f_m}{t} = \frac{350 \text{ g/min}}{1 \text{ min}} = 350 \text{ g}$$

$$m = \rho \cdot h \cdot \pi \cdot D^2 = 1,5 \text{ g/cm}^3 \cdot h \cdot \pi \cdot (1,27 \text{ cm})^2$$

$$h = 45,789 \text{ cm} \approx 46 \text{ cm} \approx 460 \text{ mm}$$

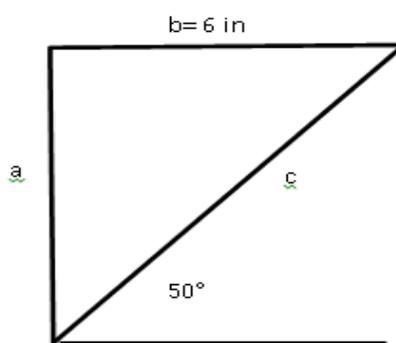
3.3.2.6. Selección de material de la boquilla

El material de la tolva será de tubería de acero galvanizado ASTM A653 de 3/8 pulg con un diámetro interior de 0.6475 pulgadas y un interior de 0,493 pulgadas

3.3.2.7. Tolva

Para el diseño de la tolva, se tomara en cuenta la geometría cilíndrico-cónica, seccionada en dos partes.

3.3.2.8. Dimensiones de cono de la tolva



$$\frac{6}{\text{sen } 40} = \frac{c}{\text{sen } 90}$$

$$c = \frac{6 \operatorname{sen} 90}{\operatorname{sen} 40}$$

$$c = 9,33 \text{ in}$$

$$a = \frac{6 \operatorname{sen} 90}{\operatorname{sen} 50}$$

$$a = 7,832 \text{ in}$$

3.3.2.9. Volumen de sección cónica de la tolva

$$V_c = \frac{\pi}{3} r^2 h$$

$$V_c = \frac{\pi}{3} 6^2 \cdot 7,832$$

$$V_c = 295,25 \text{ in}^3 = 4,838 \text{ l}$$

3.3.2.10. Volumen de sección cilíndrica de la tolva

El volumen total es de 20 litros de la tolva para la arena teniendo un volumen de 4,8 litros de la parte cónica tenemos:

$$V_T = V_c + V_{ts}$$

$$V_{ts} = 20 - 4,8 = 15,3 \text{ litros}$$

3.3.2.11. Altura de la tolva

Como la tolva en su parte superior consta de un cilindro tenemos:

$$V_{ts} = \pi r^2 h$$

$$915,36 = \pi \cdot 6^2 h$$

$$h = 8,10 \text{ in} = 205,74 \text{ mm}$$

3.3.2.12. Selección de material de la tolva

Con los datos obtenidos de los cálculos descritos, se toma el acero galvanizado ASTM A653 de 1.5 mm de espesor, para fabricación de la tolva.

3.3.2.13. Mecanismo de transportación

Una vez determinado el volumen que contendrá el abrasivo, a continuación se diseñara el mecanismo de transportación, para esto tomaremos referencia del efecto Bernoulli y Venturi, también se hará referencia al transporte neumático de sólidos.

De acuerdo a todas estas referencias descritas en el “*Capítulo 2: Marco Teórico*”, tomamos en cuenta una velocidad de transportación en fase diluida de 6m/s hasta 20m/s, una tubería de 1,5 m de largo horizontal, y 2 m de largo vertical, 10 codos de 45°. El sólido a transportarse es arena abrasiva silica, con una densidad de $\rho=1500 \text{ Kg/m}^3$, con un tamaño de partícula de 300 μm . El medio que se va a usar para transportarse es aire, a condiciones normales $T=22,4^\circ\text{C}$, $\rho=1,1944 \text{ Kg/m}^3$, viscosidad dinámica de $1,822 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ y viscosidad cinemática de $1,533 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

Procedemos calculando primero las velocidades, caudal y distancias, que se genera en el tubo de Venturi, explicado en el esquema de la figura 77 y 78.

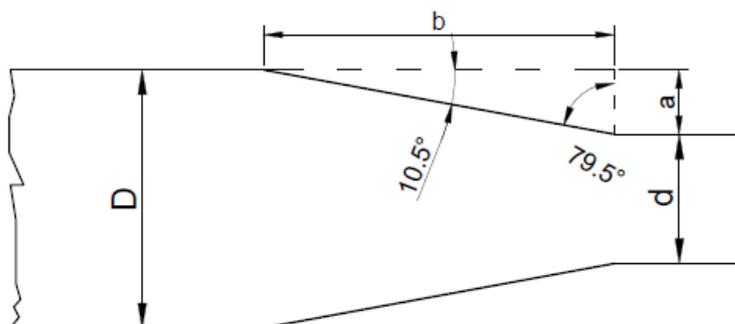


Figura 77. Diagrama de tubo Venturi entrada.

Se calcula de diámetros y distancias a la entrada de la línea de transportación:

Para el cálculo de los diámetros, se toma como referencia la boca de salida del blower, que es de 2 pulg, la relación de diámetros oscila entre 0,3 y 0,75.

$$0,3 \leq \beta \leq 0,75$$

Tomamos $\beta = 0,5$, $D = 2 \text{ pulg}$ (50,8 mm)

$$\beta = \frac{d}{D}$$

$$d = \beta \cdot D = 0,5 \cdot 2 = 1 \text{ pulg} (25,4 \text{ mm})$$

Para la entrada del tubo Venturi, el cono convergente tiene un ángulo $\alpha_1 = 21^\circ$, y la salida un cono divergente con un ángulo $\alpha_2 = 5^\circ$ a 15° .

$$\therefore \frac{\alpha_1}{2} = \frac{21}{2} = 10,5^\circ$$

$$a = \frac{d}{2} = \frac{1}{2} = 0,5 \text{ pulg} (12,7 \text{ mm})$$

Aplicando ley de senos, tenemos:

$$\frac{a}{\text{sen}(10,5^\circ)} = \frac{b}{\text{sen}(79,5^\circ)}$$

$$\frac{0,5}{\text{sen}(10,5^\circ)} = \frac{b}{\text{sen}(79,5^\circ)}$$

$$b = 2,70 \text{ pulg} (68,52 \text{ mm})$$

Parte de salida:

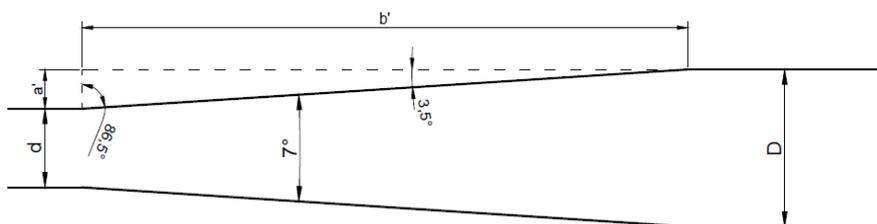


Figura 78. Diagrama tubo de Venturi salida.

$$\alpha_2 = 7^\circ$$

$$\therefore \frac{\alpha_2}{2} = \frac{7}{2} = 3,5^\circ$$

$$a' = \frac{d}{2} = \frac{1}{2} = 0,5 \text{ pulg (12,7 mm)}$$

Aplicando ley de senos, tenemos:

$$\frac{a'}{\text{sen}(3,5^\circ)} = \frac{b'}{\text{sen}(86,5^\circ)}$$

$$\frac{0,5}{\text{sen}(3,5^\circ)} = \frac{b}{\text{sen}(86,5^\circ)}$$

$$b = 8,17 \text{ pulg (207,64 mm)}$$

Si tomamos en cuenta que la línea de entrada antes del Venturi va a ser de tubo de 2 pulg SCH 40, entonces el esquema quedaría así:

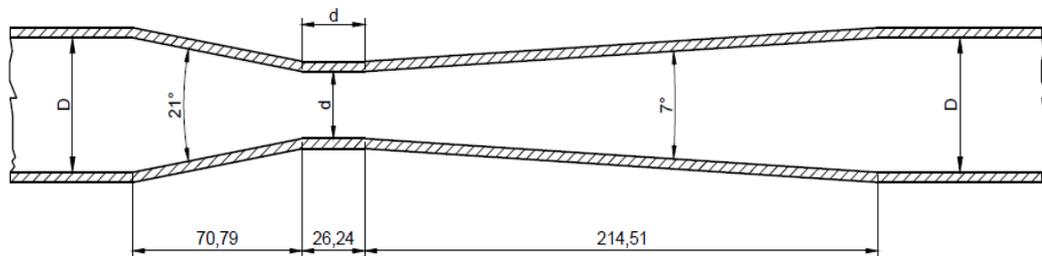


Figura 79. Esquema del tubo de Venturi.

Cálculo del caudal:

$$v_1 = 15 \text{ m/s}$$

$$A_1 = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 0,0254^2 = 2,0268 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q = v_1 \cdot A_1 = 15 \text{ m/s} \cdot 2,0268 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = 0,030402 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A_2 = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 0,0127^2 = 5,067 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Cálculo de la diferencia de presiones:

$$v_1 = C \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\frac{\gamma}{\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}}}$$

$$P_1 - P_2 = \left(\frac{v_1}{C}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1\right] \cdot \frac{\gamma}{2g}$$

$$P_1 - P_2 = \left(\frac{15}{0,9576}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{2,0268 \times 10^{-3}}{5,067 \times 10^{-4}}\right)^2 - 1\right] \cdot \frac{11,7164}{2 \cdot 9,8}$$

$$P_1 - P_2 = 2200,106 \text{ Pa} = 2,2001 \text{ kPa}$$

Cálculo de la velocidad 2 en la garganta del Venturi:

$$v_2 = C \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

$$v_2 = 0,9576 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot (2200,106)}{1 - \left(\frac{5,067 \times 10^{-4}}{2,0268 \times 10^{-3}}\right)^2}} = 60,305 \text{ m/s}$$

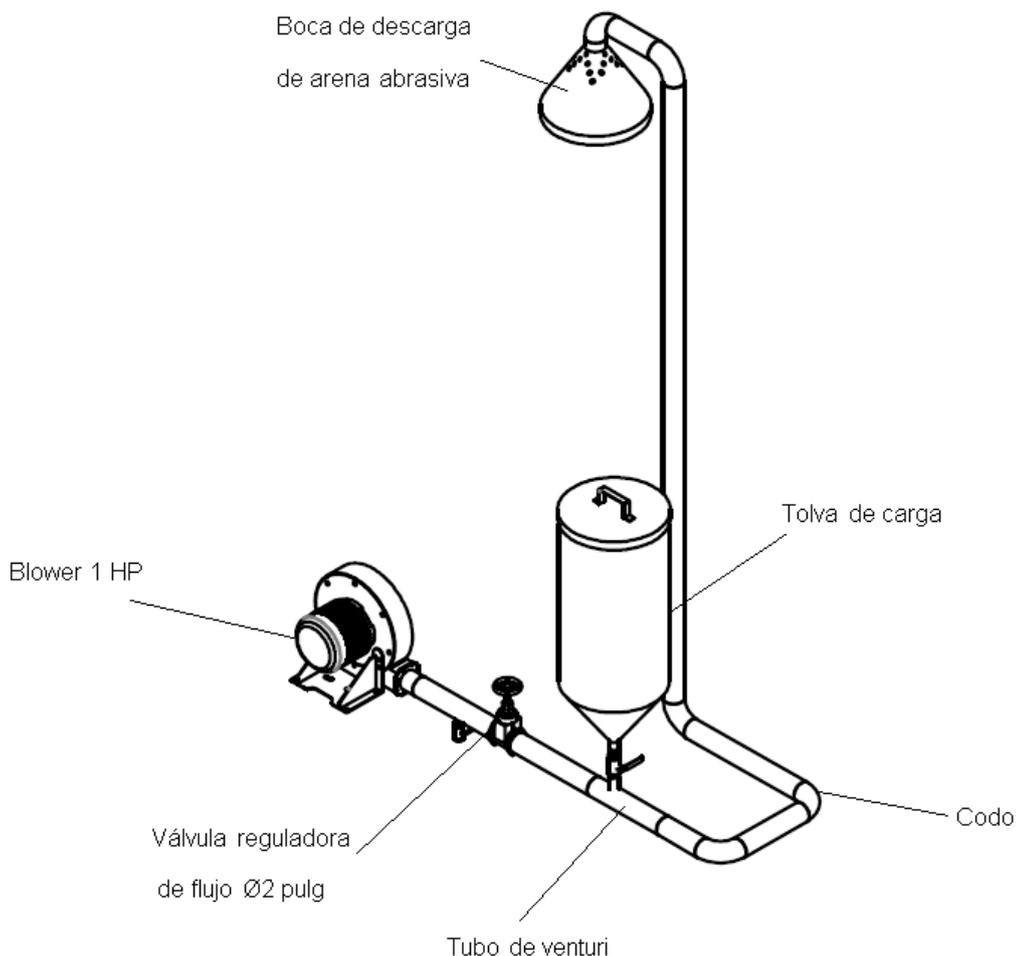


Figura 80. Diagrama de transportación.

Cálculo del flujo de arena:

$$f_m = k \cdot \rho \cdot \sqrt{g} \cdot A^{5/4}$$

$$f_m = 0,533 \cdot 1,5 \frac{g}{cm^3} \cdot \sqrt{980} \frac{cm}{s^2} \cdot (\pi \cdot 0,925^2 \text{ cm}^2)^{5/4}$$

$$f_m = 86,14 \frac{g}{s} = 0,0861 \frac{kg}{s}$$

La transportación como se mencionó antes, tiene un tramo vertical y un horizontal, se sabe que la velocidad de sedimentación es mayor que la de ahogo.

Cálculo de la velocidad de sedimentación, transporte horizontal:

$$m_p = 0,0861 \frac{kg}{s}$$

$$\frac{\dot{m}_p}{\rho_f \cdot u_{salt} \cdot A} = \left[\frac{1}{10^{(1440x+1,96)}} \right] \cdot \left(\frac{u_{salt}}{\sqrt{g \cdot D}} \right)^{(1100x+2,5)}$$

$$\frac{0,0861}{1,1944 \cdot u_{salt} \cdot (\pi \cdot 6,4516 \times 10^{-4})} = \left[\frac{1}{10^{2,392}} \right] \cdot \left(\frac{u_{salt}}{\sqrt{9,8 \cdot 0,0508}} \right)^{2,83}$$

$$u_{salt} = 11,1748 \text{ m/s}$$

$$u_f = 1,5 \cdot u_{salt} = 1,5 \cdot 11,1748 \text{ m/s} = 16,7622 \text{ m/s}$$

Cálculo de la caída de presión, tramo horizontal:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \varepsilon \rho_f u_{fi}^2 + \frac{1}{2} (1 - \varepsilon) \rho_p u_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L + (1 - \varepsilon)L\rho_p g \text{sen}(\theta) + \varepsilon L\rho_f g \text{sen}(\theta)$$

Pero: $(1 - \varepsilon)L\rho_p g \text{sen}(\theta) = 0$ y $\varepsilon L\rho_f g \text{sen}(\theta) = 0$, debido a que no hay ángulo de inclinación en el tramo horizontal para la transportación horizontal, así que la ecuación queda de la siguiente manera:

$$P_1 - P_2 = \Delta_p = \frac{1}{2} \rho_f u_{fi}^2 + \frac{1}{2} (1 - \varepsilon) \rho_p u_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L$$

Cálculo de u_{pi} :

$$u_{pi} = u_f \cdot (1 - 0,0638x^{0,3} \cdot \rho_p^{0,5})$$

$$u_{pi} = 16,7622 \cdot (1 - 0,0638 \cdot (0,0003)^{0,3} \cdot 1500^{0,5}) = 13,1286 \text{ m/s}$$

Cálculo de la porosidad:

$$\dot{m}_p = A \cdot u_{pi} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_p$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{m}_p}{A \cdot u_{pi} \cdot \rho_p}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{0,0861}{2,0268 \times 10^{-3} \cdot 13,1286 \cdot 1500} = 0,9749$$

Cálculo de u_{fi} :

$$u_{fi} = \frac{Q_f}{A \cdot \varepsilon} = \frac{u_f}{\varepsilon}$$

$$u_{fi} = \frac{16,7622}{0,9749} = 17,1937 \text{ m/s}$$

Cálculo de $F_{fw}L$:

$$Re = \frac{\rho_f \cdot u_f \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,1944 \cdot 16,7622 \cdot 0,0508}{1,533 \times 10^{-5}} = 66344,1096$$

$$f = 0,046 \cdot Re^{-1/5}$$

$$f = 0,046 \cdot 66344,1096^{-1/5} = 4,9934 \times 10^{-3}$$

$$\frac{\Delta_p}{L} = \frac{2 \cdot f \cdot \rho_f \cdot u_f^2}{D}$$

$$\frac{\Delta_p}{L} = \frac{2 \cdot 4,9934 \times 10^{-3} \cdot 1,1944 \cdot 16,7622^2}{0,0508} = 65,9742$$

$$\Delta_p = F_{fw}L = 65,9742 \cdot 2 = 131,9485 \text{ Pa}$$

Cálculo de $F_{pw}L$:

$$Re_p = \frac{\rho_f \cdot (u_{fi} - u_{pi}) \cdot x}{\mu}$$

$$Re_p = \frac{1,1944 \cdot (17,1937 - 13,1286) \cdot 0,0003}{1,533 \times 10^{-5}} = 95,0167$$

$$C_D = 18,5 \cdot Re_p^{-0,6}, \quad 1 < Re_p < 500$$

$$C_D = 18,5 \cdot 95,0167^{-0,6} = 1,2036$$

$$f_p = \frac{3 \cdot \rho_f \cdot D}{8 \cdot \rho_p \cdot x} \cdot C_D \cdot \left(\frac{u_{fi} - u_{pi}}{u_{pi}} \right)^2$$

$$f_p = \frac{3 \cdot 1,1944 \cdot 0,0508}{8 \cdot 1500 \cdot 0,0003} \cdot 1,2036 \cdot \left(\frac{17,1937 - 13,1286}{13,1286} \right)^2$$

$$f_p = 9,4078 \times 10^{-3}$$

$$F_{pw}L = \frac{2 \cdot f_p \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_p \cdot u_{pi}^2 \cdot L}{D}$$

$$F_{pw}L = \frac{2 \cdot 9,4078 \times 10^{-3} \cdot (1 - 0,9749) \cdot 1500 \cdot 13,1286^2 \cdot 2}{0,0508} = 4923,0936 \text{ Pa}$$

Cálculo de la pérdida de carga por aceleración del gas:

$$\frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot \rho_f \cdot u_{fi}^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,9749 \cdot 1,1944 \cdot 17,1937^2 = 172,1149 \text{ Pa}$$

Cálculo de la pérdida de carga por aceleración de los sólidos:

$$\frac{1}{2} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_p \cdot u_{pi}^2 = \frac{1}{2} \cdot (1 - 0,9749) \cdot 1500 \cdot 13,1286^2 = 3244,6795 \text{ Pa}$$

Cálculo de la diferencia de presiones:

$$\Delta_p = \frac{1}{2} \varepsilon \rho_f u_{fi}^2 + \frac{1}{2} (1 - \varepsilon) \rho_p u_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L$$

$$\Delta_{phor} = 172,1149 + 3244,6795 + 131,9485 + 4923,0936 = 8471,8365 \text{ Pa}$$

Cálculo de tramos verticales:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \varepsilon \rho_f u_{fi}^2 + \frac{1}{2} (1 - \varepsilon) \rho_p u_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L + (1 - \varepsilon)L\rho_p g + \varepsilon L\rho_f g$$

Las pérdidas de carga por aceleración del gas y de los sólidos son más predominantes en el transporte horizontal, por lo tanto se desprecian en el tramo vertical.

$$P_1 - P_2 = F_{fw}L + F_{pw}L + (1 - \varepsilon)L\rho_p g + \varepsilon L\rho_f g$$

Cálculo de $F_{fw}L$:

$$F_{fw}L = \frac{131,9485}{3} = 43,9828 Pa$$

Cálculo de $F_{pw}L$:

$$F_{pw}L = 0,057 \cdot G \cdot L \cdot \sqrt{\frac{g}{D}}$$

$$G = \frac{\dot{m}_p}{A} = \frac{0,0861}{2,0268 \times 10^{-3}} = 42,48 \text{ kg}/m^2s$$

$$F_{pw}L = 0,057 \cdot 42,48 \cdot 3 \cdot \sqrt{\frac{9,8}{0,0508}} = 100,89 Pa$$

Cálculo de caída de presión debido a la columna estática de gas:

$$u_{pi} = \frac{u_f}{\varepsilon} - u_t$$

$$\dot{m}_p = A \cdot u_{pi} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_p$$

$$\dot{m}_p = A \cdot \left(\frac{u_f}{\varepsilon} - u_t \right) \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_p$$

Se realiza una iteración para encontrar u_t :

Viscosidad cinemática	Densidad del fluido	u_t (asimilado)	Rep	Cd	Tamaño de partícula (x)	Densidad de partícula	u_t (calculado)
1,53E-05	1,1944	0,6	14	3,79	0,0003	1500	1,1373
1,53E-05	1,1944	1,1373	26,6	2,58	0,0003	1500	1,3778
1,53E-05	1,1944	1,3778	32,2	2,30	0,0003	1500	1,4594
1,53E-05	1,1944	1,4594	34,1	2,22	0,0003	1500	1,4848
1,53E-05	1,1944	1,4848	34,7	2,20	0,0003	1500	1,4925
1,53E-05	1,1944	1,4925	34,9	2,19	0,0003	1500	1,4948
1,53E-05	1,1944	1,4948	34,9	2,19	0,0003	1500	1,4955
1,53E-05	1,1944	1,4955	35	2,19	0,0003	1500	1,4958

$$Re_p = \frac{\rho_f \cdot u_t \cdot x}{\mu}$$

$$Re_p = \frac{1,1944 \cdot 1,4955 \cdot 0,0003}{1,533 \times 10^{-5}} = 35$$

$$C_D = 18,5 \cdot Re_p^{-0,6}, \quad 1 < Re_p < 500$$

$$C_D = 18,5 \cdot 35^{-0,6} = 2,1914$$

$$u_t = \sqrt{\frac{4 \cdot (\rho_p - \rho_f) \cdot g \cdot x}{3 \cdot C_D \cdot \rho_f}}$$

$$u_t = \sqrt{\frac{4 \cdot (1500 - 1,1944) \cdot 9,8 \cdot 0,0003}{3 \cdot 2,19 \cdot 1,1944}} = 1,4958$$

$$\dot{m}_p = A \cdot \left(\frac{u_f}{\varepsilon} - u_t \right) \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_p$$

$$0,0861 = 2,0268 \times 10^{-3} \cdot \left(\frac{16,7622}{\varepsilon} - 1,4958 \right) \cdot (1 - \varepsilon) \cdot 1500$$

$$1,4958\varepsilon^2 - 18,2863\varepsilon + 16,7622 = 0$$

$$\varepsilon_1 = 0,9981 \quad y \quad \varepsilon_2 = 10,5583$$

$$(1 - \varepsilon) \cdot L \cdot \rho_p \cdot g = (1 - 0,9981) \cdot 3 \cdot 1500 \cdot 9,8 = 83,79 \text{ Pa}$$

Cálculo de caída de presión debido a la columna estática del sólido:

$$\varepsilon \cdot L \cdot \rho_f \cdot g = 0,9981 \cdot 3 \cdot 1,1944 \cdot 9,8 = 35,0486 \text{ Pa}$$

$$\Delta_{pvert} = F_{fw}L + F_{pw}L + (1 - \varepsilon)L\rho_p g + \varepsilon L\rho_f g$$

$$\Delta_{pvert} = 43,9828 + 100,89 + 83,79 + 35,0486 = 263,7114 \text{ Pa}$$

Cálculo de diferencia de presiones en los codos:

$$\Delta_{pvertcodos} = \frac{\Delta_{pvert}}{L} = \frac{263,7114}{3} = 87,9038 \text{ Pa}$$

$$\Delta_{pcodos} = 5 \cdot 7,5 \cdot \Delta_{pvertcodos}$$

$$\Delta_{pcodos} = 5 \cdot 7,5 \cdot 87,9038 = 1977,8355 \text{ Pa}$$

$$Q_f = u_f \cdot A = 16,7622 \cdot 2,0268 \times 10^{-3} = 0,03397 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta_{total} = \Delta_{phor} + \Delta_{pvert} + \Delta_{pcodos} = 10713,3834 \text{ Pa} \approx 107,13 \text{ mbar}$$

3.3.2.14. Resumen de resultados de sistema de llenado y transporte

ABRASIVO:

Arena cuarcífera de 50 a 70 AFS con 0,5% de humedad, especificada por la norma ASTM G-65

BOQUILLA:

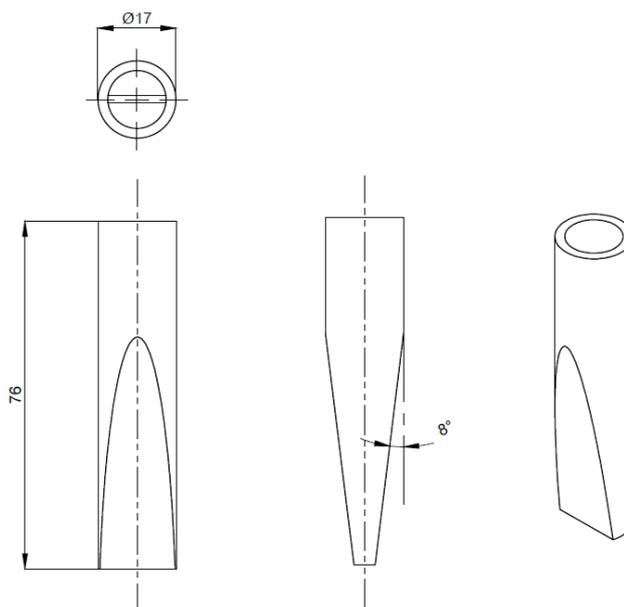


Figura 81. Esquema dimensional de boquilla ASTM G-65.

Código de plano de referencia: 3004

Diámetro de la boquilla: ½ pulg (12.7 mm)

Longitud de la boquilla: 3 pulg (76 mm).

Angulo de placas guías: 7,5° a 8°

Material: acero galvanizado

TOLVA DE DESCARGA:

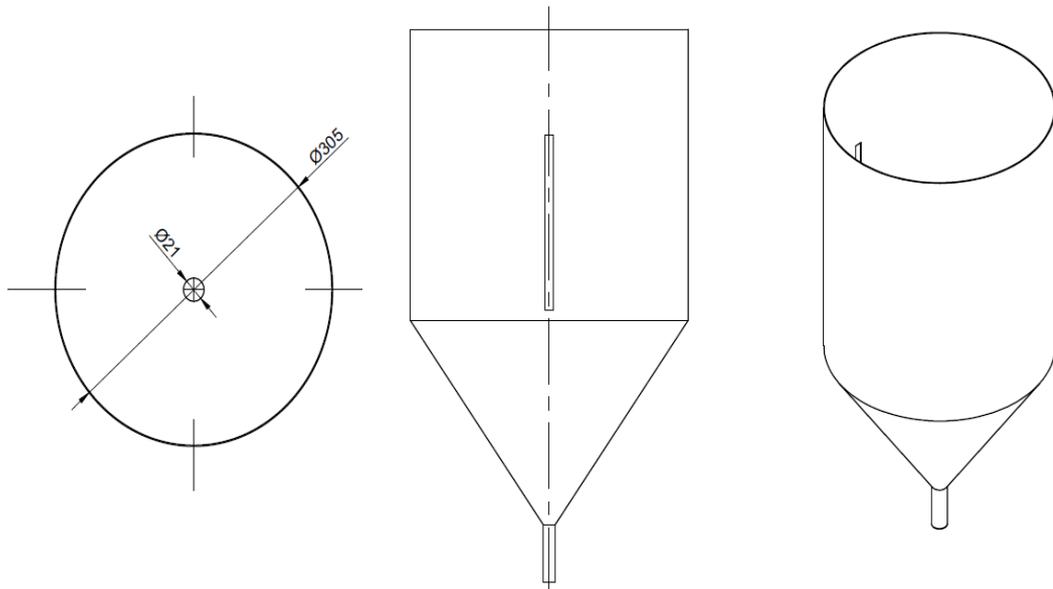


Figura 82. Esquema dimensional tolva de descarga.

Plano de referencia: 3001

Diámetro tolva: 12 pulg (304,8 mm)

Diámetro menor sección cónica: 0,82 pulg (21 mm)

Angulo de inclinación de sección cónica: 50°

Altura de la tolva: 20,86 pulg (530 mm)

Material: acero galvanizado

Volumen de almacenamiento: 23 lts

Tipo de abrasivo a almacenarse: arena de silice

LÍNEA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO

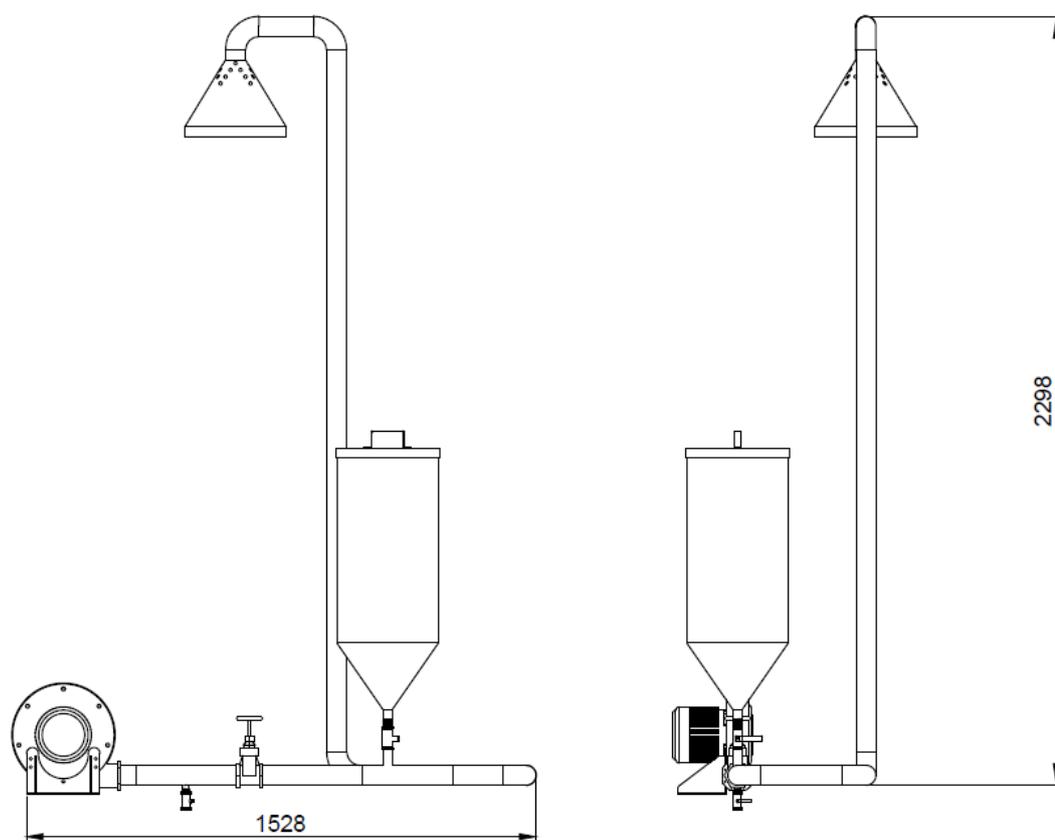


Figura 83. Esquema dimensional línea de transporte neumático.

Código de plano de referencia: 1000

Largo línea de transporte neumático: 1528 mm

Alto de la línea de transporte neumático: 2298 mm

Potencia de fuente de aire: 1 HP, $\Delta p=300$ mbar

Tipo de fuente de aire: Blower ventilador industrial de aspas radiales

Diferencia de presiones: 107,3 mbar

Material que se va a transportar: arena sílica

Diámetro de la partícula: 0,3 mm

Flujo de arena másico: 0,00861 kg/s

TRAMO BLOWER A VÁLVULA REGULADORA

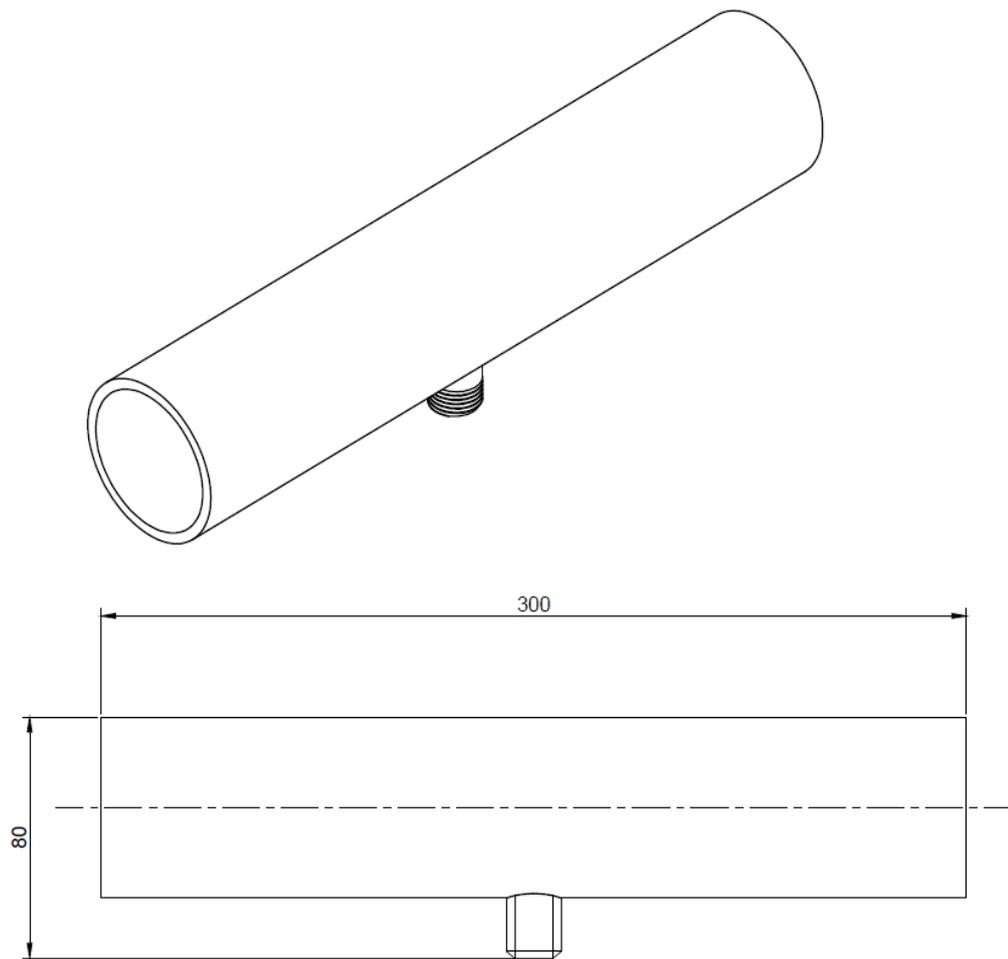


Figura 84. Esquema dimensional tubo de entrada del blower a válvula reguladora.

Código de plano de referencia: 1001

Longitud de tubo. 300 mm

Diámetro de entrada y salida: 2 pulg SCH 40

Diámetro de válvula de alivio: 1/8 pulg

Material: ASTM A283

TUBO VENTURI

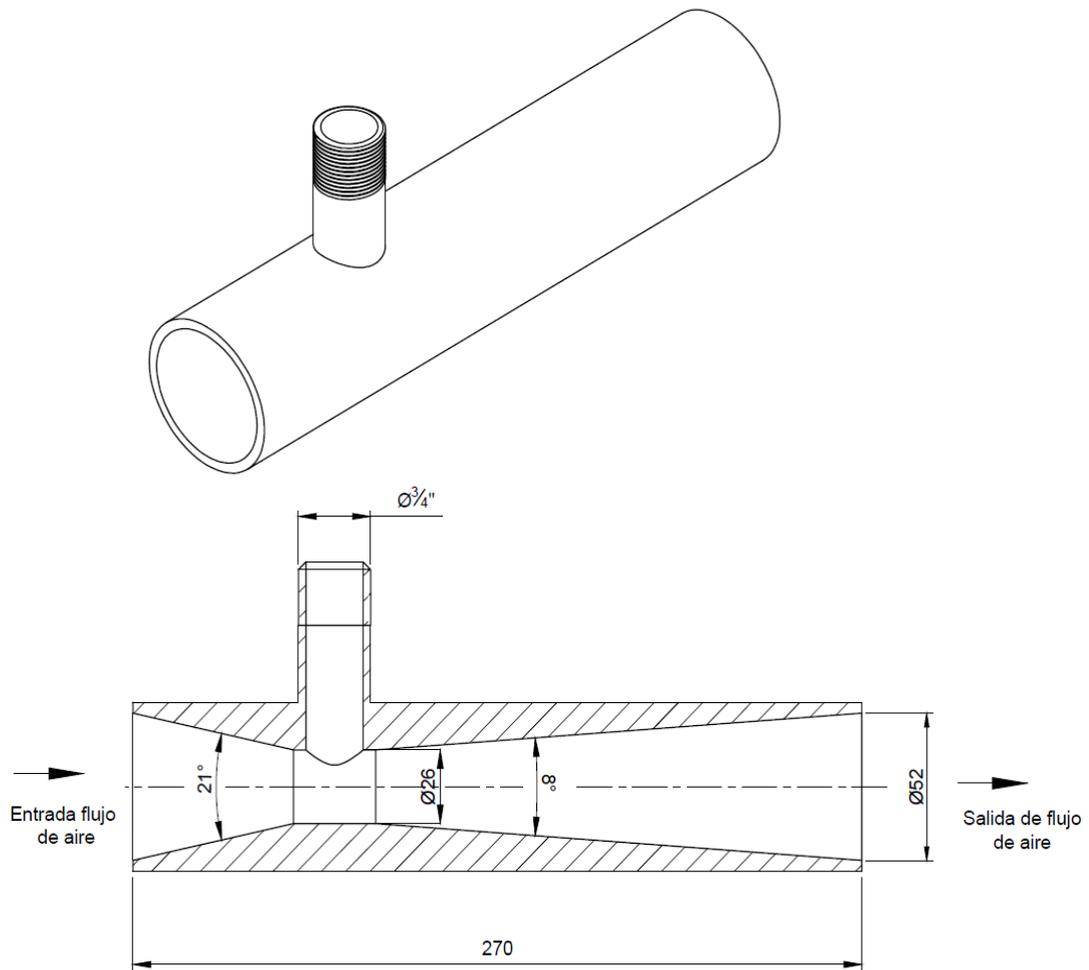


Figura 85. Esquema dimensional tubo de venturi.

Código de plano de referencia: 1008

Diámetro de entrada: 52 mm

Diámetro de reducción: 26 mm

Diámetro de succión: $\frac{3}{4}$ pulg

Longitud del venturi: 270 mm

Angulo convergente: 21°

Angulo divergente: 8°

Material: acero AISI 1018

TOLVA DE CARGA

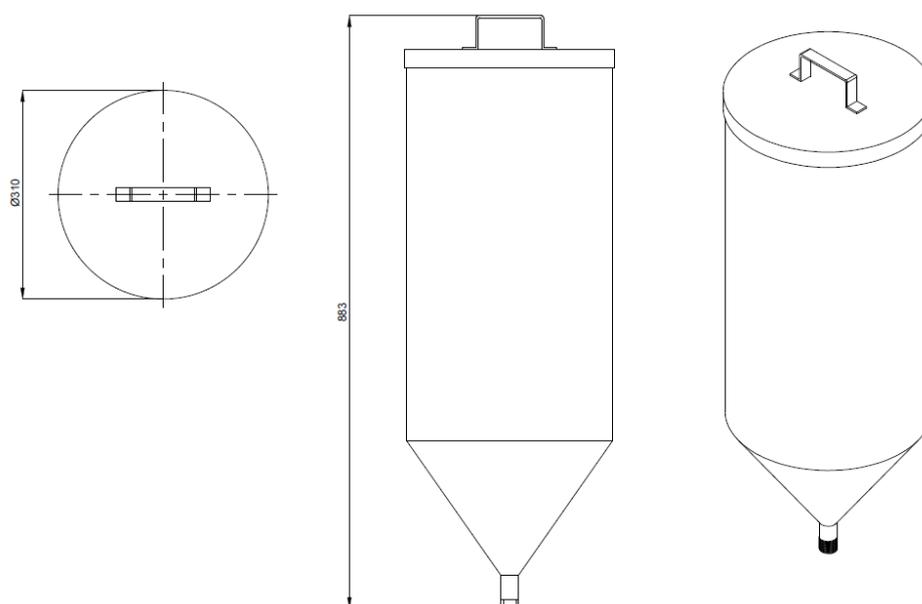


Figura 86. Esquema dimensional tolva de carga.

Código de plano de referencia: 1006

Diámetro de la tolva: 12 pulg (305 mm)

Altura de la tolva: 883 mm

Angulo de cono de la tolva: 50°

Material: acero galvanizado

BOCA DE DESCARGA:

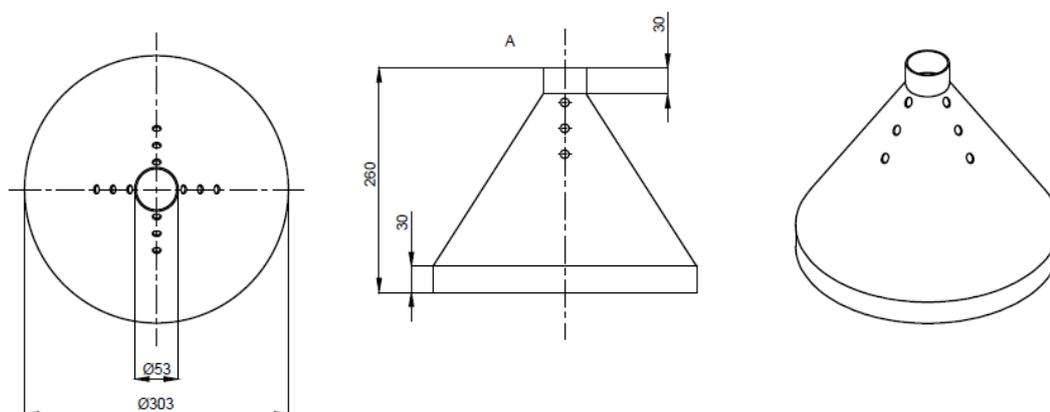


Figura 87. Esquema dimensional boca de descarga.

Código de plano de referencia: 1008

Diámetro de boca: 305 mm

Altura: 260 mm

Material: ASTM A653

3.3.3. Brazo de Palanca y Porta-probeta

De acuerdo a la norma ASTM G-65 la sección “6.7. *Porta-probeta y Brazo de Palanca*”, se describe las dimensiones y parámetros de ensayo a usarse del brazo de palanca y el porta-probetas, que también se lo relaciona con la sección “7.2. *Probeta de Ensayo*”.

TABLE 2 Test Parameters

Specified Procedure	Force Against Specimen, ^B N (lb)	Wheel Revolutions	Lineal Abrasion ^A	
			m	(ft)
A	130 (30)	6000	4309	(14 138)
B	130 (30)	2000	1436	(4 711)
C	130 (30)	100	71.8	(236)
D	45 (10.1)	6000	4309	(14 138)
E	130 (30)	1000	718	(2 360)

^A See 8.4.

N = Newton (SI metric term for force)

1 lbf = 4.44822 N

1 Kgf = 9.806650 N

^B Force tolerance is $\pm 3\%$.

Figura 88. Parámetros de fuerza ASTM G-65.

Fuente: (ASTM G-65, 2004)

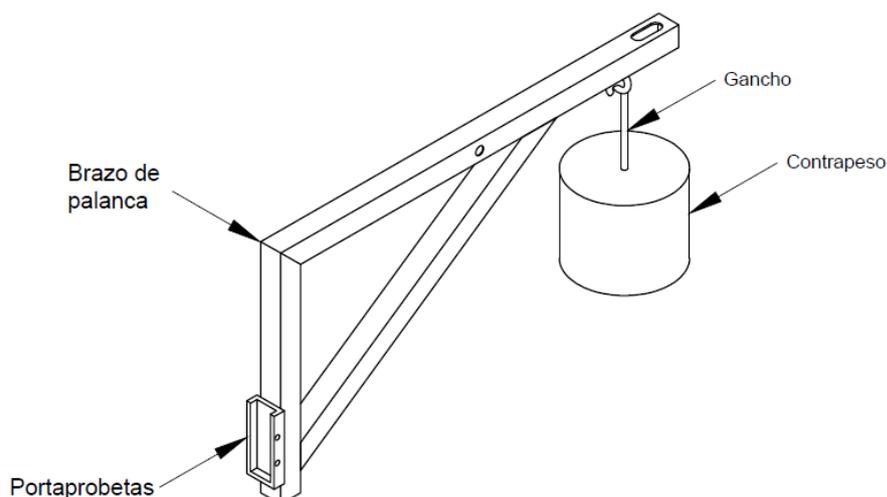


Figura 89. Brazo de palanca.

3.3.3.1. Diagrama de cuerpo libre brazo de palanca (DCL)

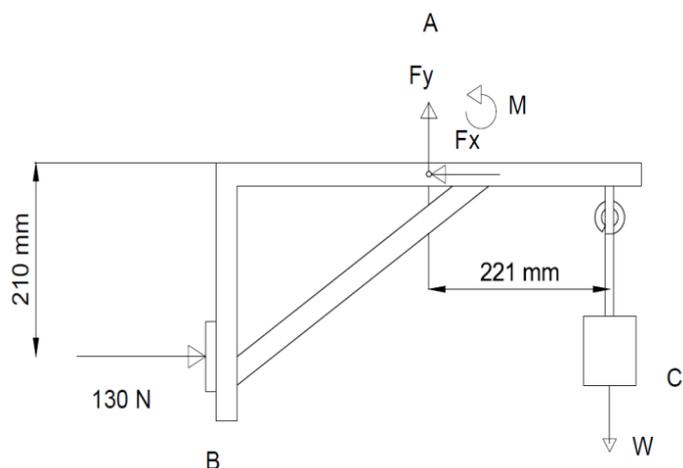


Figura 90. Diagrama de cuerpo libre del brazo de palanca.

Se realiza el DCL y procedemos hacer la sumatoria de momentos en el punto P:

Datos:

$$b = 5,33 \text{ pulg (210 mm)}$$

$$L = 10 \text{ pulg (254 mm)}$$

$$\sum M_p = 0$$

$$F_{imp} \cdot b - W \cdot L = 0$$

$$130 \text{ N} \cdot 210 \text{ mm} - W \cdot 221 \text{ mm} = 0$$

$W = 123,5294 \text{ N (27,77 lbf)}$, necesarios para aplicar una fuerza de impacto de 130 N (30 lbf) en el ensayo de abrasión.

Para obtener la masa que dará una fuerza de impacto de 130 N (30 lbf), se tiene:

$$W = m \cdot g$$

$$123,5294 \text{ N} = m \cdot 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$m = 12,60 \text{ kg} (27,72 \text{ lb})$$

Las dimensiones del peso que va aplicarse, y de acuerdo al material que será acero, cuya densidad es $7,85 \text{ g/cm}^3$, por tanto:

$$\rho_{\text{acero}} = \frac{m}{v}$$

$$7,85 \text{ g/cm}^3 = \frac{12600 \text{ g}}{v}$$

$$v = 1605,737 \text{ cm}^3 (1605737,837 \text{ mm}^3)$$

Tomando la forma de un cilindro y asumiendo una altura de 160 mm, tenemos:

$$V_{\text{cilindro}} = \pi r^2 \cdot h$$

$$1605737,837 \text{ mm}^3 = \pi r^2 \cdot 160 \text{ mm}$$

$$r = 56,52 \text{ mm}$$

Para el soporte que generará el pivote se realizara con una sujeción de perno M6 grado 4.6. y se hará un DCL a esfuerzo cortante:

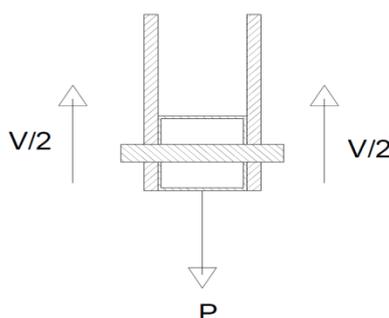


Figura 91. Esfuerzo cortante de perno

$$P = 123,529 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{123,529}{\pi \cdot r^2} = \frac{123,529}{\pi \cdot 3^2} = 4,36 \text{ N/mm}^2$$

De acuerdo al grado el perno soporta 400 Mpa con relación a los 4,36 Mpa encontrados, es adecuado la sección

3.3.3.2. Selección de material del brazo de palanca y porta-probetas

Se escoge un material muy común ya que la carga de trabajo no es crítica así que se toma un tubo cuadrado de 1" en 0,9 mm de espesos A36. Las dimensiones son tomadas de la norma ASTM G-65.

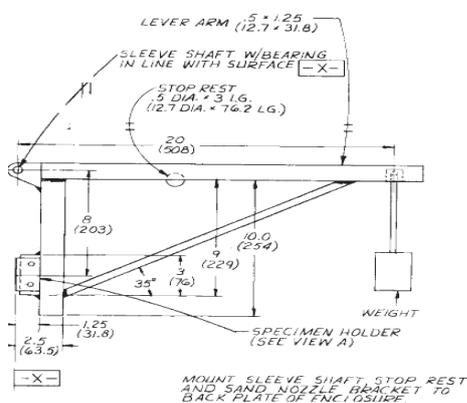


Figura 92. Dimensiones propuestas por la Norma ASTM G-65, brazo de palanca.

Fuente: (ASTM G-65, 2004)

La probeta de ensayo descrita por la sección "7.2. Probeta de Ensayo" da dimensiones de:

Ancho: 25 mm (1 pulg)

Largo: 76 mm (3 pulg)

Espesor: 3 mm a 12,7 mm (0,1 pulg a 0,5 pulg).

3.3.3.3. Resultados del brazo de palanca y porta probeta

BRAZO DE PALANCA:

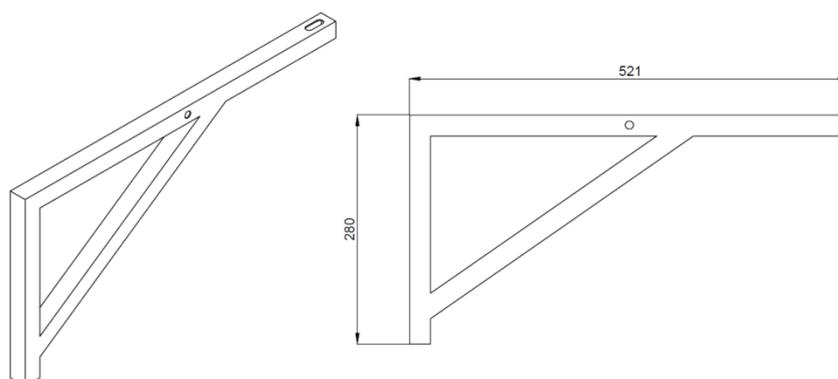


Figura 93. Brazo de palanca.

Código de plano de referencia: 4002

Brazo mayor: 21 pulg (521 mm)

Brazo menor: 280 mm

Distancia de posición porta-probetas: 203 mm

Angulo de soporte de brazos: 35°

PORTA PROBETA:

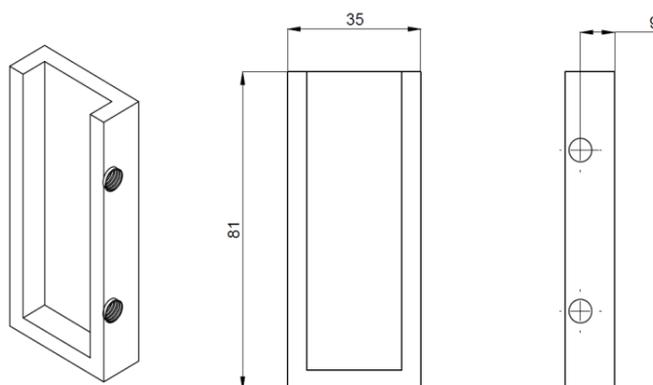


Figura 94. Esquema dimensional de porta probeta.

Código de plano de referencia: 4001

Ancho: 25 mm (1 pulg)

Largo: 76 mm (3 pulg)

Espesor: 3 a 12,7 mm (0,1 pulg a 0,5 pulg)

CILINDRO DE CONTRAPESO:

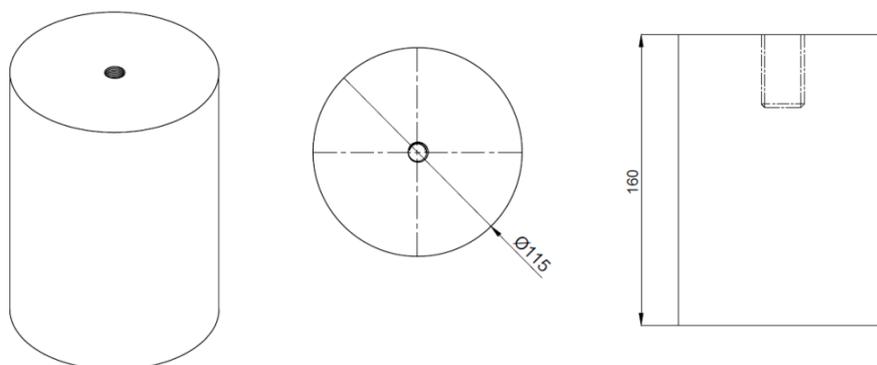


Figura 95. Dimensiones de tocho para aplicar fuerza de 130 N (30 lbf).

Código de referencia: 4003

Radio de área $r = 57,5 \text{ mm}$ (2,26 pulg)

Altura $h = 160 \text{ mm}$ (6,3 pulg)

GANCHO

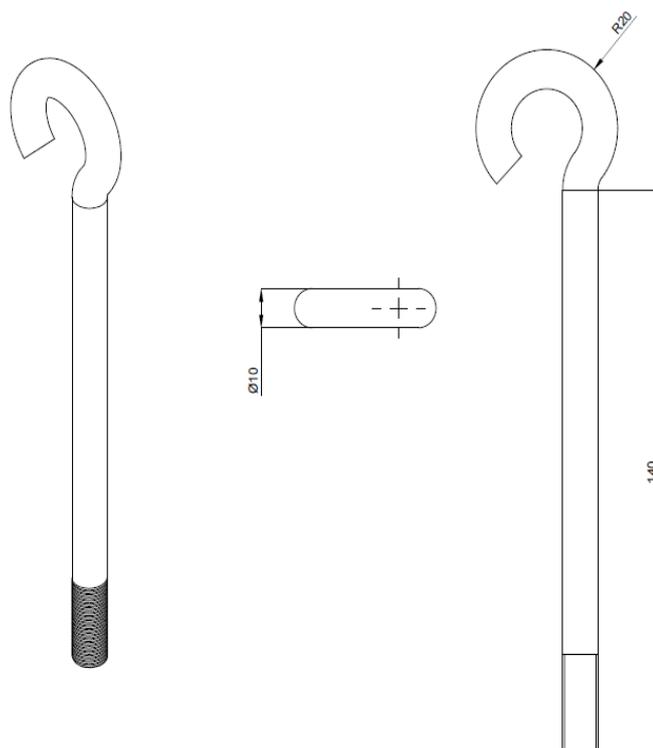


Figura 96. Esquema dimensional gancho para contrapeso.

Código de plano de referencia: 4004

Longitud: 140 mm

Diámetro de argolla: 40 mm

Material: AISI 1045

3.3.4. Bastidor

Es la estructura rígida que soporta, el sistema de transmisión, sistema de llenado y brazo de palanca, garantiza el enlace entre todos los elementos. La norma ASTM G-65, no propone dimensiones para la estructura de soporte de la máquina.

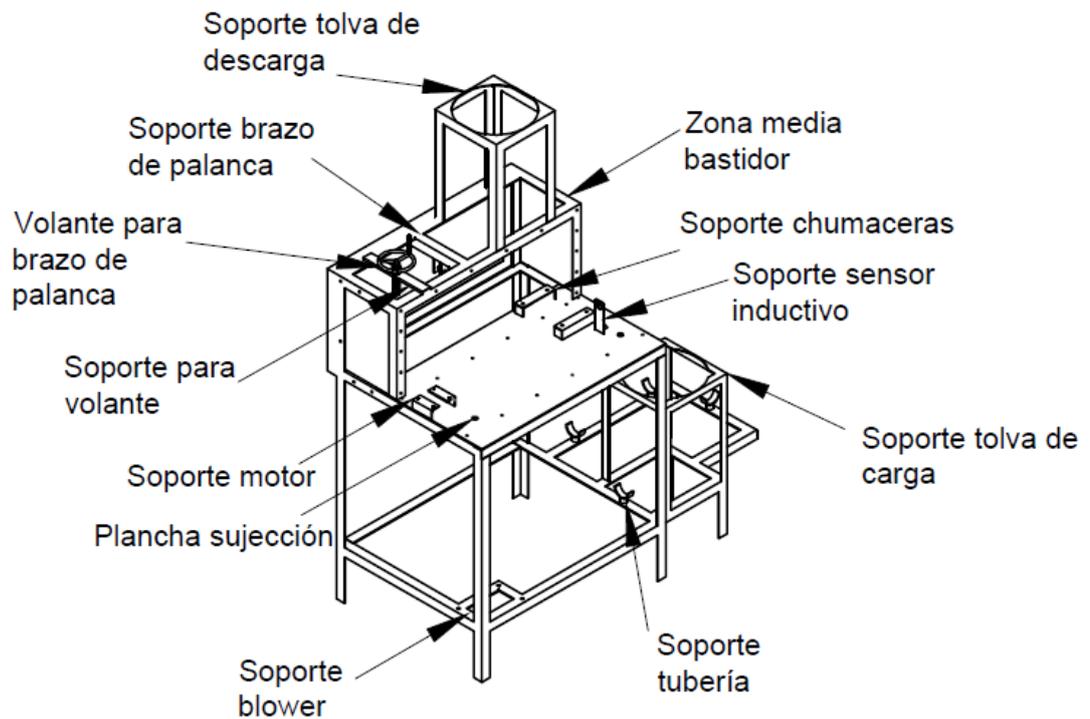


Figura 97. Esquema de Bastidor.

Se calculará la resistencia del soporte de brazo de palanca y volante para asegurar su funcionamiento.

Soporte volante:

Escogemos un acero ASTM A36 pletina de dimensiones 40x4 mm

$$S_y = 250 \text{ Mpa}$$

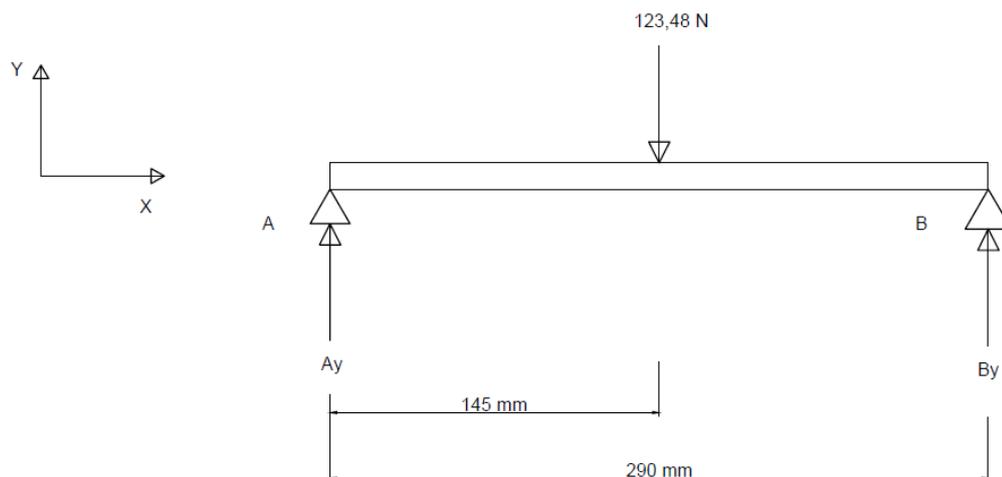


Figura 98. DCL soporte para brazo de palanca

$$\sum Fy = 0$$

$$Ay - 123,48 + By = 0$$

$$Ay = 61,74 \text{ N}$$

$$\sum MA = 0$$

$$-123,48(145) + By(290) = 0$$

$$-123,48(145) + By(290) = 0$$

$$By = 61,74 \text{ N}$$

$$M = 61,74 (145) = 8952,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma = \frac{123,48 \text{ N}}{11600 \text{ mm}^2} = 0,0106 \text{ N/mm}^2$$

Este valor comparado con la resistencia a la fluencia es mínimo, así que resiste el peso de 12,6 kg del contra peso.

Para el soporte del brazo, se tomará un tubo de 40x40x0,9 mm ASTM A500, con una resistencia a la fluencia de 400 Mpa que tiene las mismas longitud del soporte de volante.

$$\sigma = \frac{123,48 \text{ N}}{11600 \text{ mm}^2} = 0,0106 \text{ N/mm}^2$$

Valor comparado con la resistencia a la fluencia de 400 Mpa, es mínimo, por lo tanto resiste el trabajo

3.3.4.1. Dimensiones del bastidor

La altura del bastidor será de 1863 mm y el ancho será de 910 mm de acuerdo a los requerimientos de la máquina, por lo tanto tendremos un marco superior e inferior de 910 x 766 mm. El marco inferior estará soldado a una altura de 250 mm del suelo.

3.3.4.2. Selección de material del bastidor

El material a seleccionarse para el bastidor, es de acero estructural ASTM A36 en ángulo de 40x40x4 mm y 30x30x3 mm.

3.3.4.3. Resultados del Bastidor

BASTIDOR:

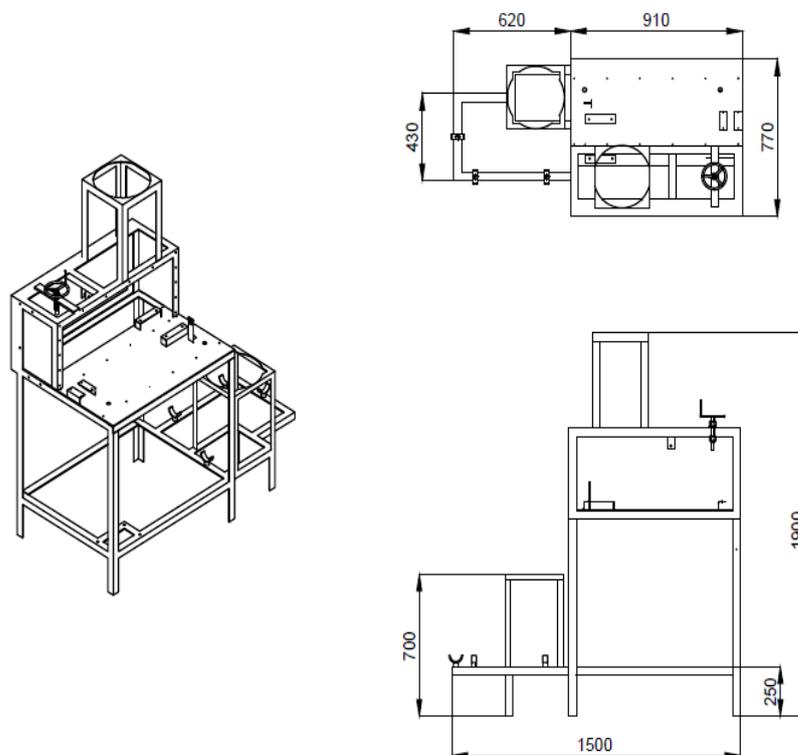


Figura 99. Esquema dimensional bastidor.

Código de plano de referencia: 6000

Altura: 1863 mm

Largo: 910 mm

Ancho: 766 mm

Material: ASTM A36

SOPORTE MOTOR:

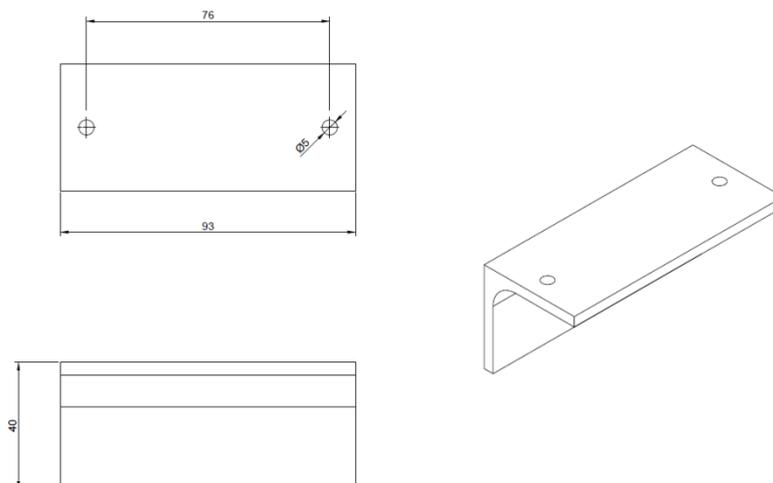


Figura 100. Esquema dimensional de soporte de motor.

Código de Referencia: 6004

Largo: 93 mm

Alto: 40 mm

Material: ASTM A36

SOPORTE CHUMACERA:

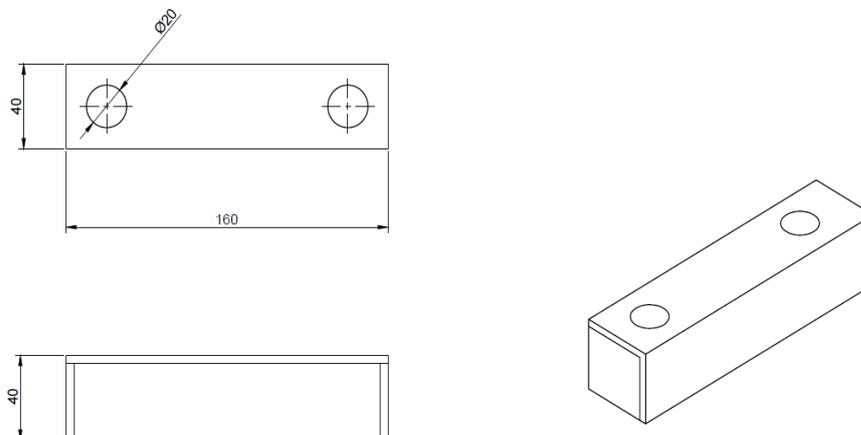


Figura 101. Esquema dimensional soporte chumacera.

Código de referencia: 6005

Largo: 160 mm

Ancho: 40 mm

Alto: 40 mm

Material: ASTM A36

SOPORTE DE TUBERÍA:

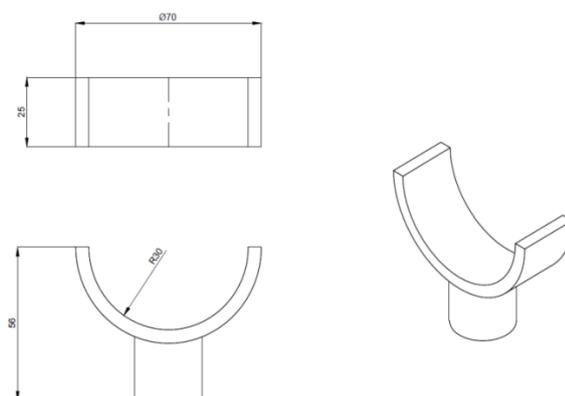


Figura 102. Esquema dimensional soporte de tubería.

Código de plano de referencia: 6001

Diámetro interior: 60 mm

Ancho de soporte: 25 mm

Alto de soporte: 56 mm

Material: ASTM A36

SOPORTE VOLANTE PARA BRAZO DE PALANCA:

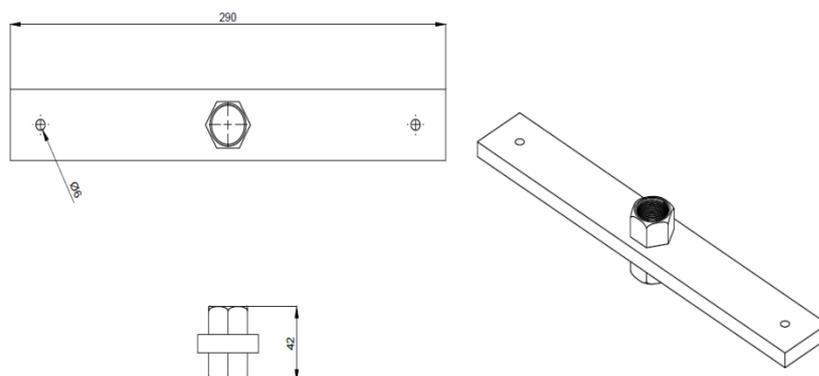


Figura 103. Esquema Dimensional soporte volante para brazo de palanca.

Código de plano de referencia: 6002

Largo: 290 mm

Ancho: 40 mm

Alto: 42 mm

Material: ASTM A36 y DIN 934

SOPORTE BRAZO DE PALANCA:

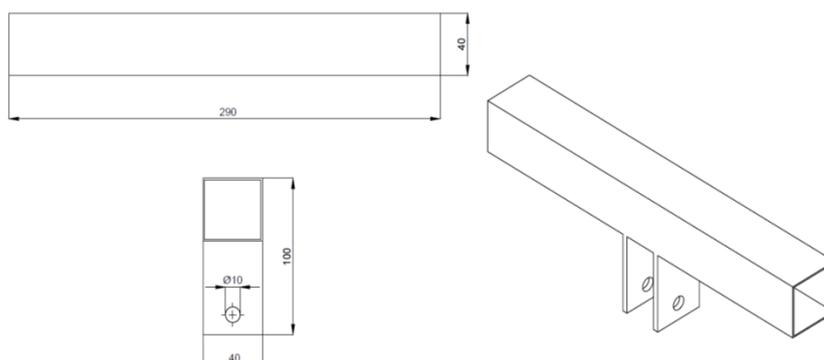


Figura 104. Esquema dimensional soporte brazo de palanca.

Código de referencia: 6003

Largo: 290 mm

Ancho: 40 mm

Alto: 100 mm

Material: ASTM A36

VOLANTE PARA BRAZO DE PALANCA:

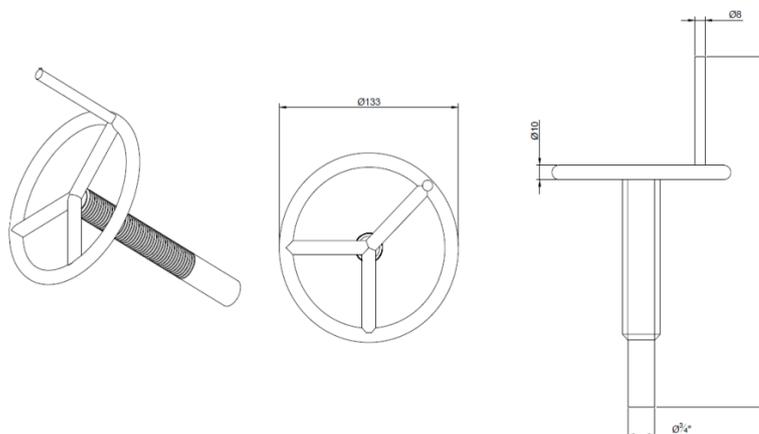


Figura 105. Esquema dimensional volante para brazo de palanca.

Código de plano de referencia: 4005

Longitud: 246 mm

Diámetro de volante: 133 mm

Material: AISI 1018 y DIN 975

PLANCHA DE SUJECIÓN:

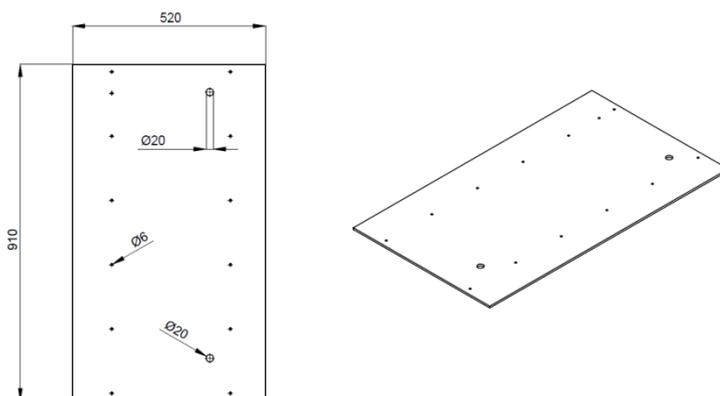


Figura 106. Esquema dimensional plancha de sujeción.

Código de plano de referencia: 6007

Largo: 910 mm

Ancho: 520 mm

Material: ASTM A36

SOPORTE SENSOR INDUCTIVO:

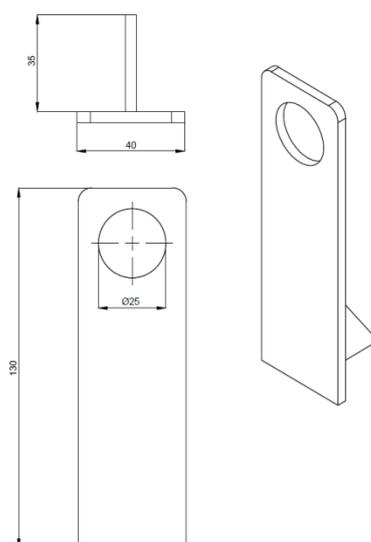


Figura 107. Esquema dimensional soporte sensor inductivo.

Código de plano de referencia: 6006

Ancho: 40 mm

Alto: 130 mm

Material: ASTM A36

VENTANAS:

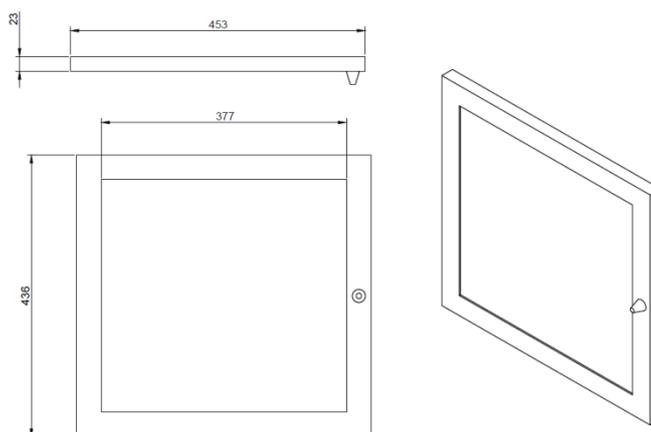


Figura 108. Esquema dimensional ventana de protección.

Código de plano de referencia: 9000

Largo: 453 mm

Ancho: 23 mm

Alto: 436 mm

Material: aluminio EX 3400

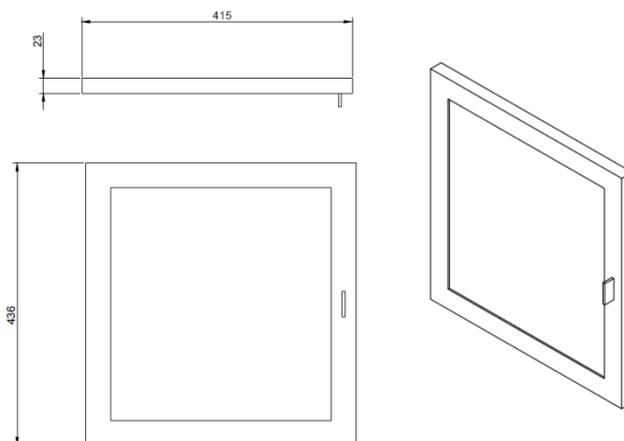


Figura 109. Esquema dimensional ventana de protección.

Código de plano de referencia: 9000

Largo: 415 mm

Ancho: 23 mm

Alto: 436 mm

Material: aluminio EX 3400

3.3.5. Recolector de arena

Luego de haber determinado las dimensiones de cada sistema de la máquina de abrasión, se procede a determinar el almacenamiento de la arena usada durante el ensayo de abrasión, para esto se determinará un recolector de arena de modo que permita el almacenamiento del abrasivo, que antes fue descrito.

3.3.5.1. Dimensiones del recolector de arena

La geometría del recolector de arena va a ser piramidal debido a la facilidad de fabricación, montaje y flujo para recolección de arena.

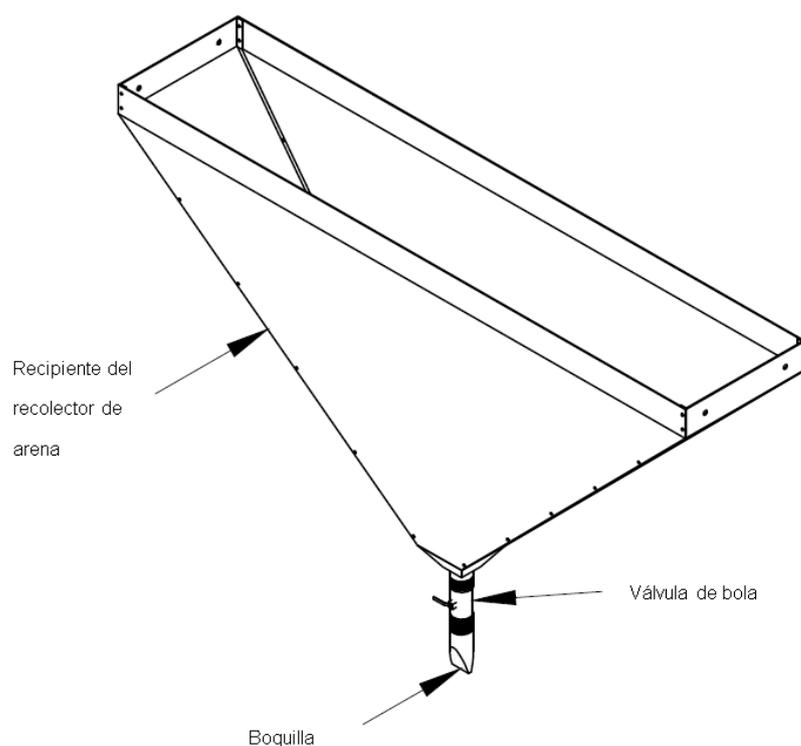


Figura 110. Geometría de recolector de arena.

El volumen del recolector sería:

$$V = \frac{h}{3} \cdot (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 \cdot A_2})$$

$$a = 7 \text{ cm}$$

$$b = 90 \text{ cm}$$

$$c = 19,5 \text{ cm}$$

$$h = 59 \text{ cm}$$

$$A_1 = 90 \times 19,5 = 1755 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 7 \times 7 = 49 \text{ cm}^2$$

$$V = \frac{h}{3} \cdot (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 \cdot A_2})$$

$$V = \frac{54}{3} \cdot (1755 + 49 + \sqrt{1755 \cdot 49})$$

$$V = 37750,48 \text{ cm}^3$$

3.3.5.2. Selección del material para el recolector de arena

Por no tener mayor impacto será fabricado de acero galvanizado ASTM A653.

3.3.5.3. Resultados del recolector de arena

RECIPIENTE DEL RECOLECTOR DE ARENA:

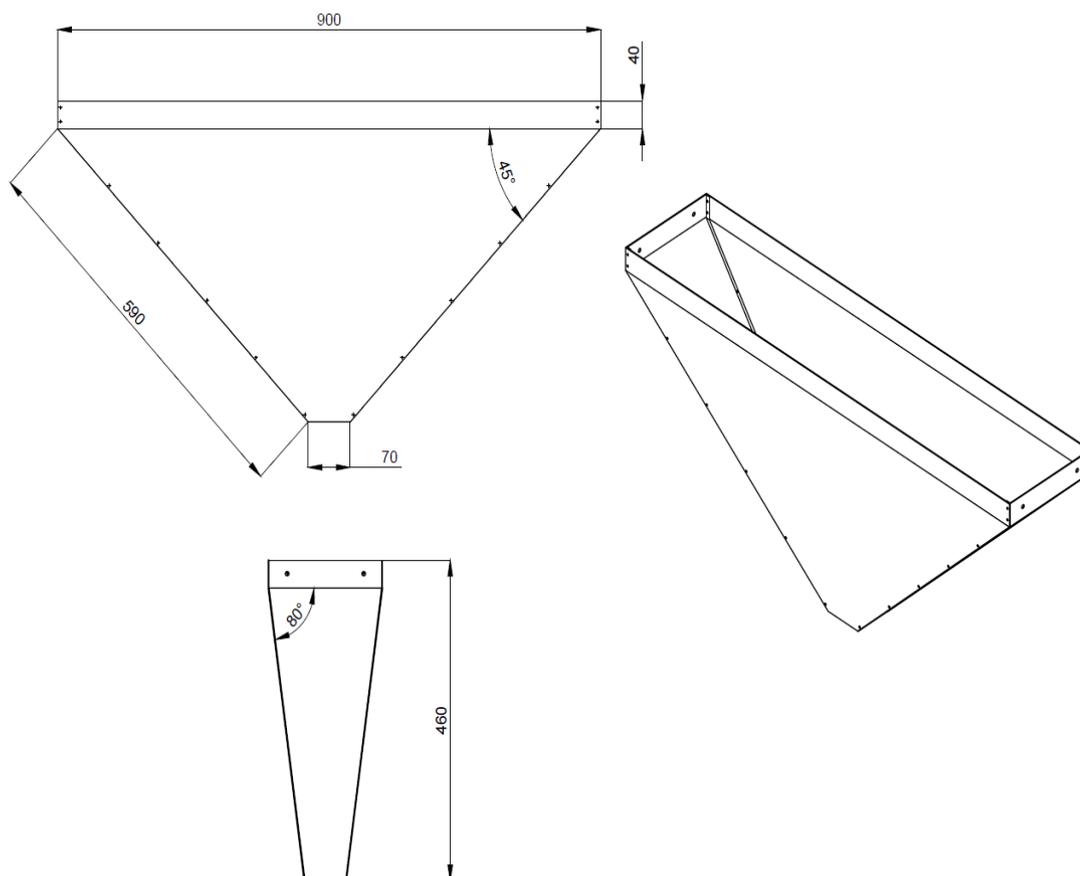


Figura 111. Esquema dimensional recipiente del recolector de arena.

Código de plano de referencia: 5008

Largo: 900 mm

Ancho: 190 mm

Alto: 460 mm

Material: ASTM A653

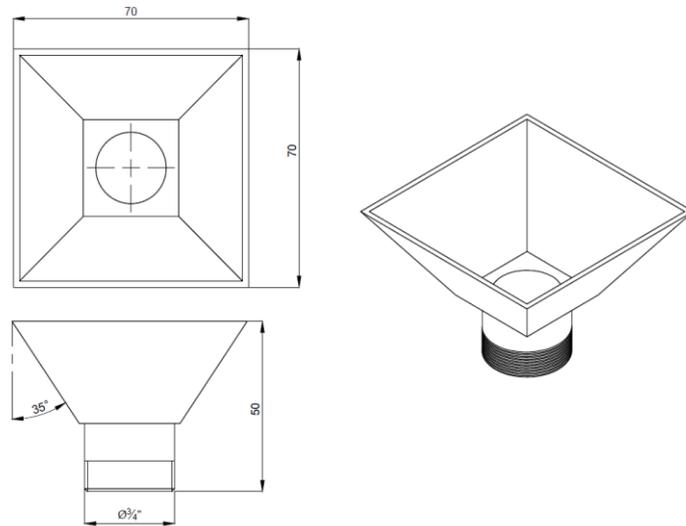
BOCA DE DESCARGA:

Figura 112. Esquema dimensional boca de descarga del recolector de arena.

Código de plano de referencia: 5004

Largo: 70 mm

Ancho: 70 mm

Alto: 50 mm

Material: ASTM A653

BOQUILLA:

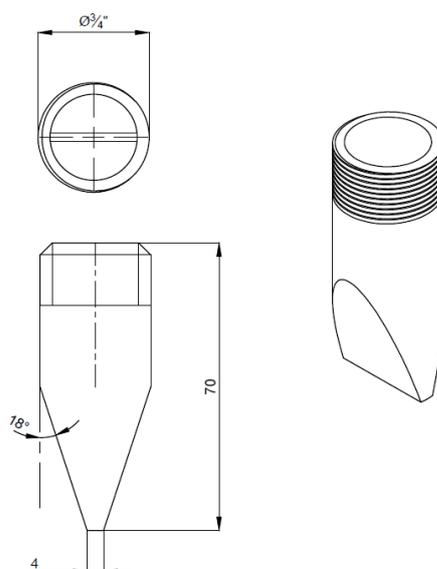


Figura 113. Esquema dimensional boquilla del recolector de arena.

Código de plano de referencia: 5005

Largo: 70 mm

Diámetro: $\frac{3}{4}$ pulg

Material: ASTM A653

3.3.6. Protecciones

Las protecciones son las partes mecánicas que protegerán el sistema de transmisión y brazo de palanca de ingreso del abrasivo al sistema de transmisión, ingreso de polvo y ventilación del mismo.

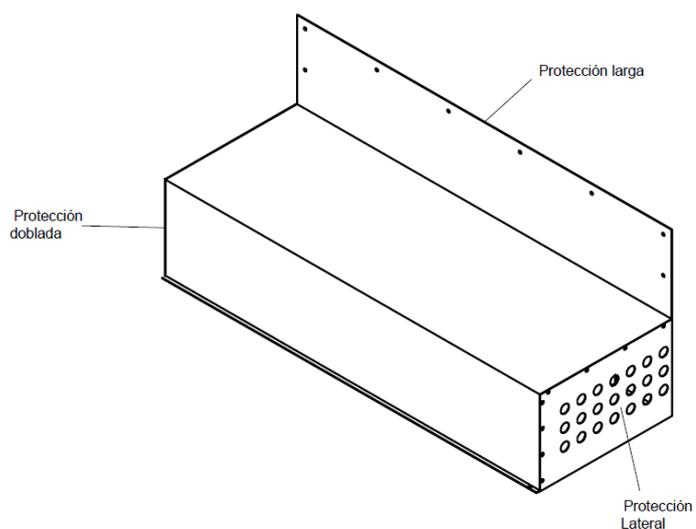


Figura 114. Protecciones del sistema de transmisión.

3.3.6.1. Resultados de las protecciones

PROTECCIÓN DOBLADA:

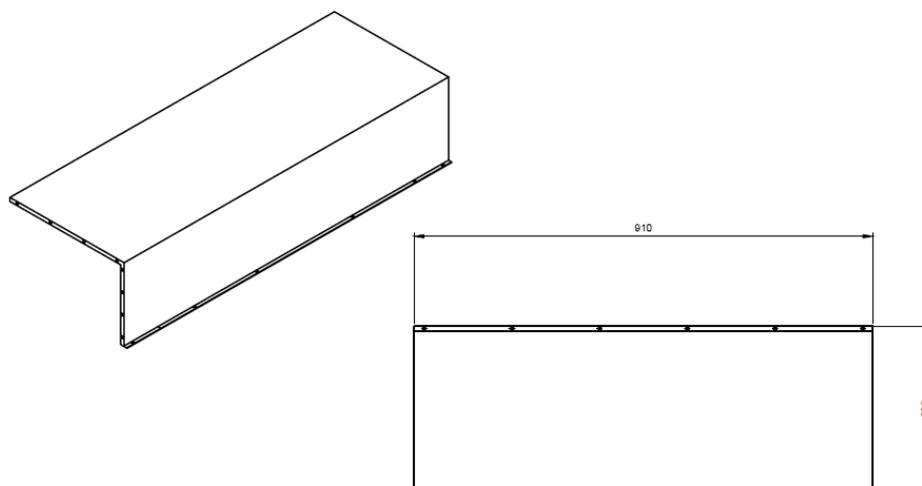


Figura 115. Dimensiones protección doblada.

Plano código de referencia: 8001

Largo: 910 mm

Ancho: 330 mm

Alto: 205 mm

Material: ASTM A653

PROTECCIÓN LATERAL:

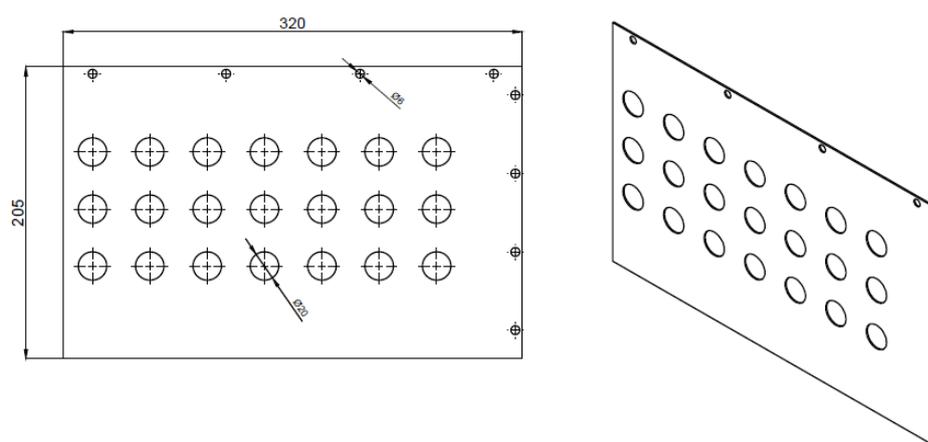


Figura 116. Dimensiones protección lateral.

Plano código de referencia: 8002

Largo: 320 mm

Ancho: 205 mm

Material: ASTM A653

PROTECCIÓN LARGA:

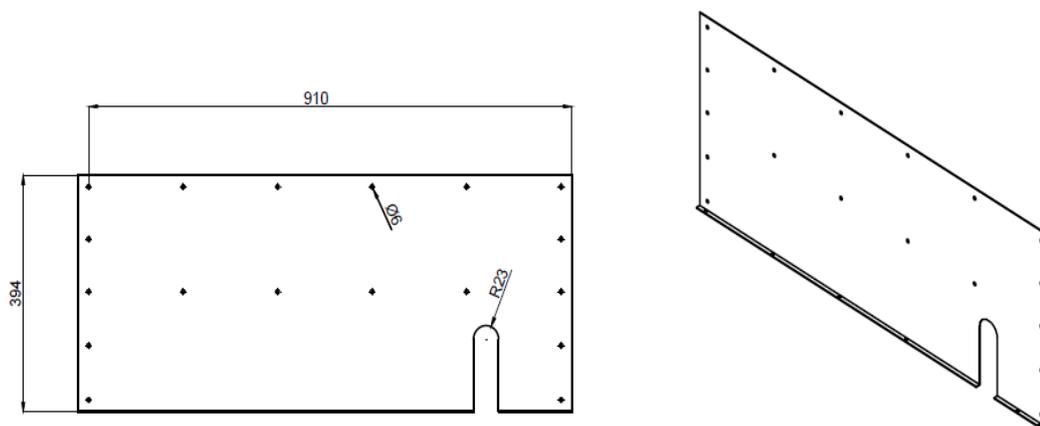


Figura 117. Dimensiones protección larga.

Plano código de referencia: 8003

Largo: 910 mm

Ancho: 394 mm

Material: ASTM A653

3.3.7. Simulación

La simulación en función del eje, se realiza con el objetivo de comprobar el diseño del sistema de transmisión antes del proceso de abrasión.

Para realizar dicho procedimiento se decidió utilizar la interfaz de SolidWorks versión 2014, software que cuenta con las herramientas necesarias para garantizar el análisis del diseño de la máquina.

3.3.7.1. Sistema de análisis

Antes de efectuar la simulación del eje de transmisión, es necesario encontrar las condiciones para recrear las condiciones estáticas (resistencia a la fluencia, fricción, deformación, etc.).

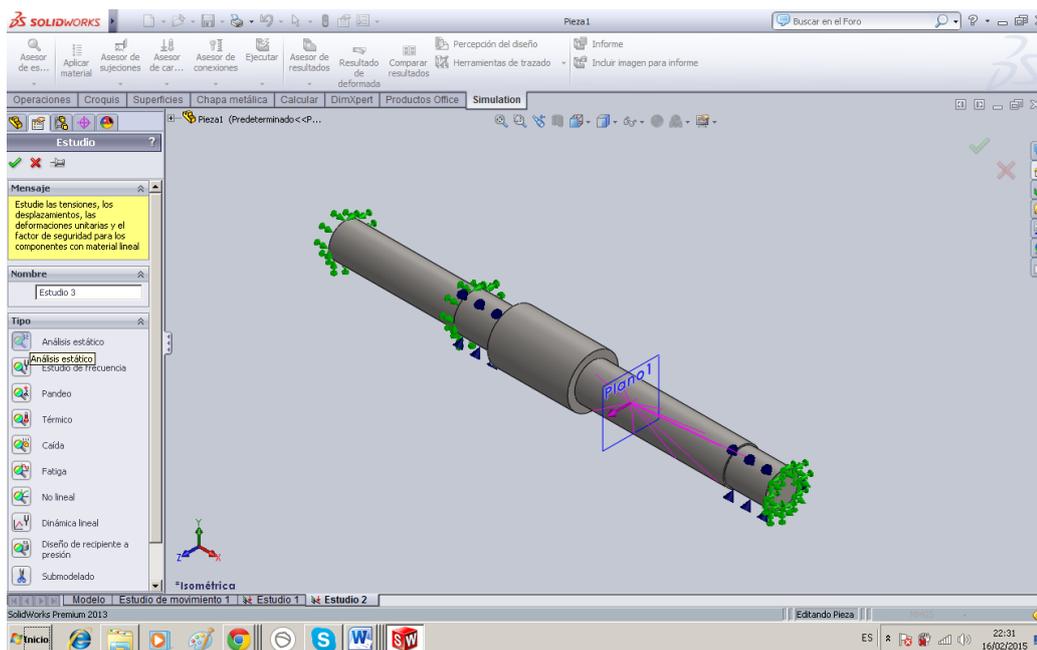


Figura 118. Sistema de análisis estático
Fuente Software CAD/CAM

3.3.7.2. Materiales

La selección y caracterización de los materiales, forman una parte importante dentro de la simulación, los cuales son asignados al eje de transmisión de acuerdo a la función que va a realizar. Ya que el eje va a girar a 200 RPM de salida durante el ensayo de abrasión por lo tanto debido al previo diseño del sistema de transmisión se seleccionó una material que permita realizar dicho proceso sin sufrir alteraciones como es el acero AISI 1018.

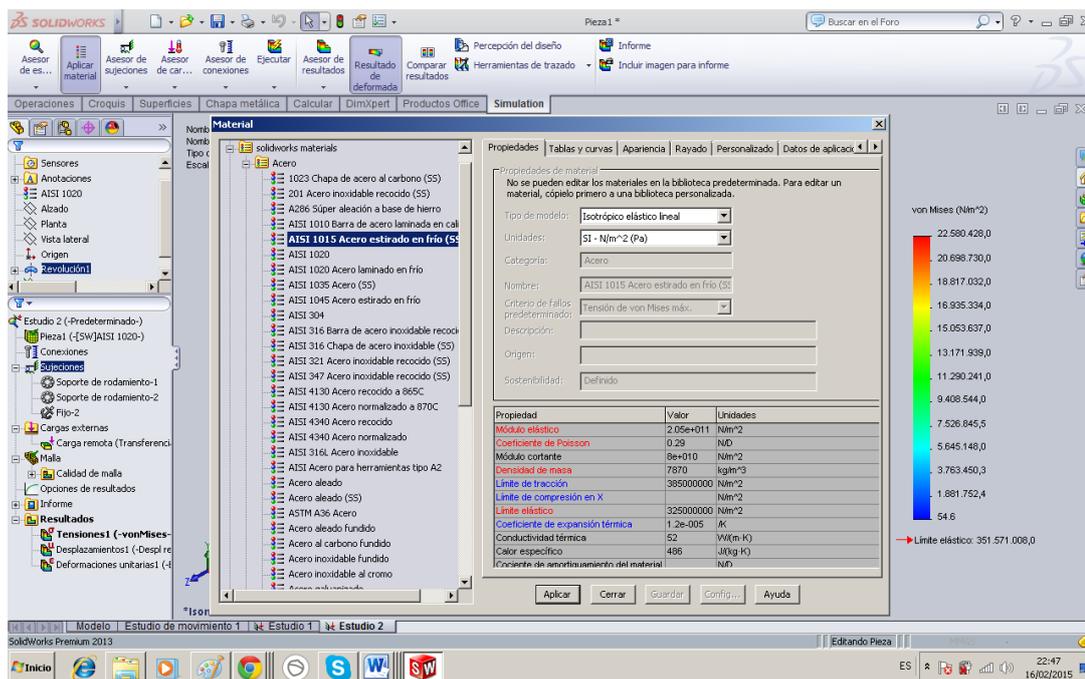


Figura 119. Propiedades mecánicas de acero AISi 1018.

Fuente: Software CAD/CAM

3.3.7.3. Geometría

Para este paso, las dimensiones calculadas de acuerdo al diseño ubicado en la sección “3.3.3.1.13 Eje de transmisión”, fueron dibujadas en esta interfaz (SolidWorks), como en la figura 120.

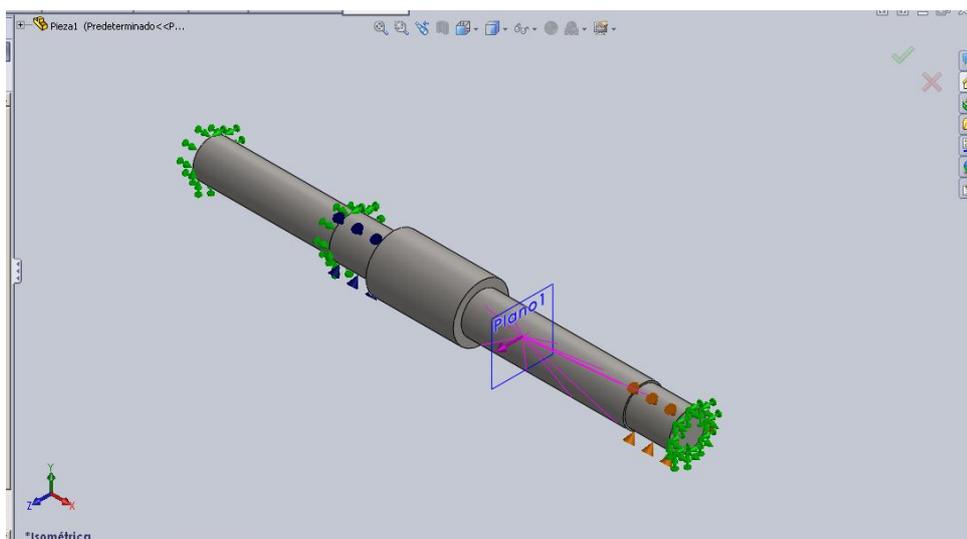


Figura 120. Gráfico de la geometría del eje.

Fuente: Software CAD/CAM

3.3.7.4. Sujeciones

Las sujeciones permiten ubicar los soportes (chumaceras) a lo largo del eje tal cual se hizo en el diseño del mismo.

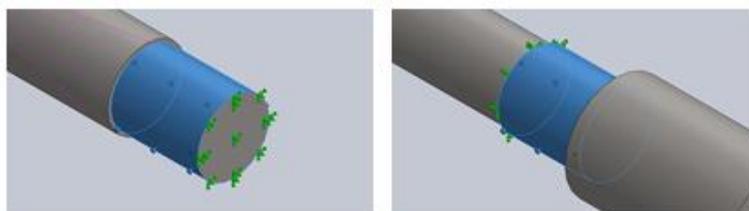


Figura 121. Ubicación de soportes (chumaceras).

Fuente: (SolidWorks)

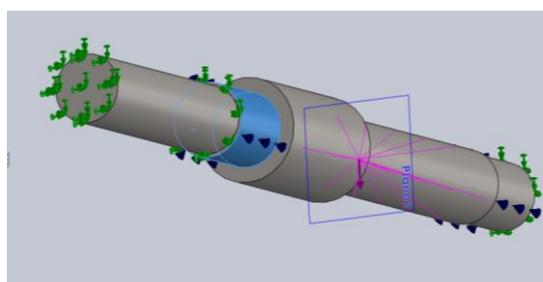


Figura 122. Fijación de caras cilíndricas.

Fuente: Software CAD/CAM

3.3.7.5. Aplicación de cargas

Luego de haber colocado las diferentes sujeciones, se procede a ubicar la fuerza en la sección mas crítica, que es la de la polea donde se genera el torque de 35,61 Nm.

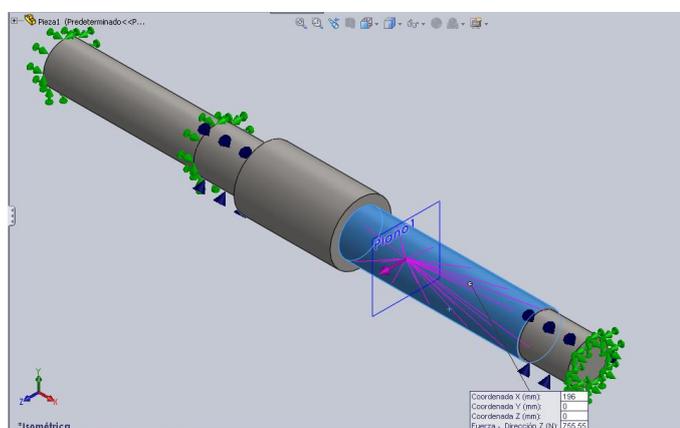


Figura 123. Aplicación de fuerza en sección crítica (polea).

Fuente: Software CAD/CAM

3.3.7.6. Mallado

Se selecciona el tipo de calidad de malla 1, para luego posteriormente generar los resultados y encontrar los esfuerzos de Von Mises.

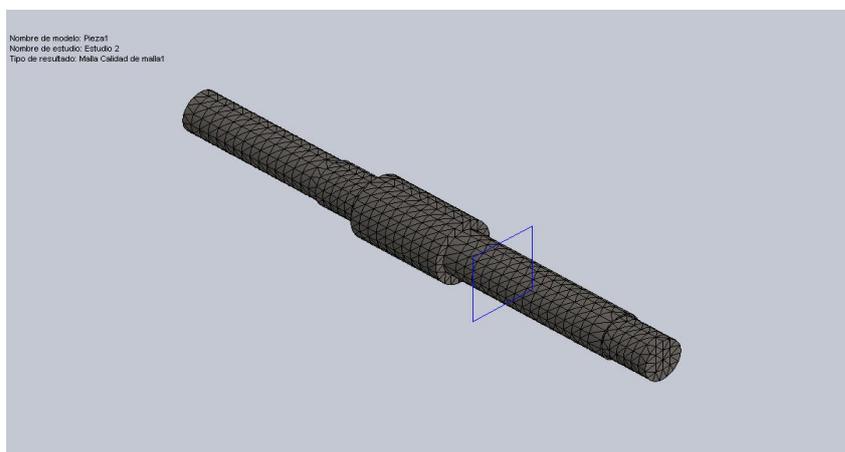


Figura 124. Mallado del eje de transmisión.

Fuente: Software CAD/CAM

3.3.7.7. Análisis estático

Luego de haber ubicado todas las variables que se generan para calcular los esfuerzos de von mises se obtienen los siguientes resultados:

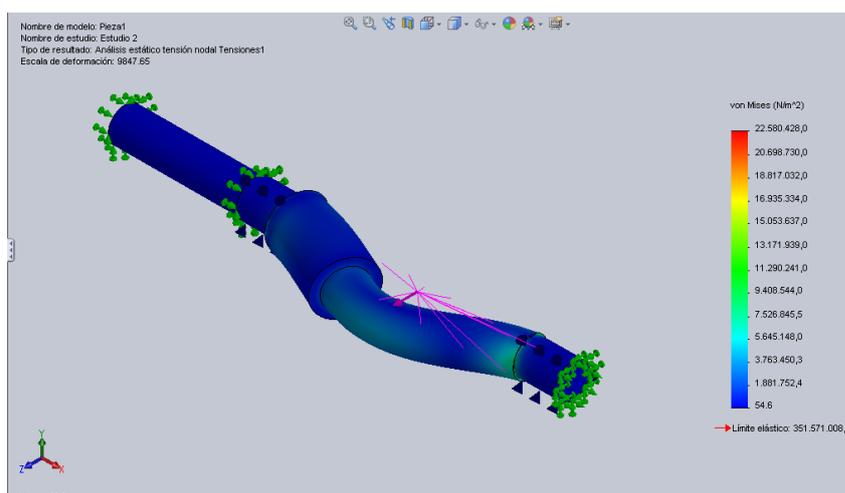


Figura 125. Esfuerzos de Von Mises.

Fuente: Software CAD/CAM

La simulación arroja un valor de $22.580.428 \text{ Nm}^2$ que es equivalente a $22,58 \text{ Nmm}^2$, a relación del esfuerzo calculado en la sección "3.3.3.1.18.

Esfuerzos de Von Mises”, que es de 24, 884 Nmm², se encuentra que la simulación es correcta.

3.3.8. Diseño eléctrico y electrónico

Después del diseño mecánico, se procede al análisis del sistema eléctrico y electrónico, que dará vida al funcionamiento del equipo abrasivo, para eso tomaremos en cuenta los parámetros tanto de la norma ASTM G-65 como el diseño mecánico.

3.3.8.1. Sistema eléctrico

Los parámetros establecidos por la norma ASTM G-65, establecen ya la disposición de:

- Un motor de 1 HP
- 200±10 RPM a la salida del disco que junto con la arena generara la abrasión.

En el caso del conteo de revoluciones del disco, y de acuerdo al diseño propuesto en la sección antes descrita, se colocara un sensor inductivo conectado a un display, que desplegara de forma visible las revoluciones requeridas para cada ensayo de la norma ASTM G-65

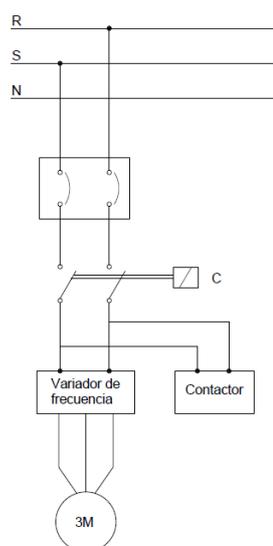


Figura 126. Circuito de fuerza.

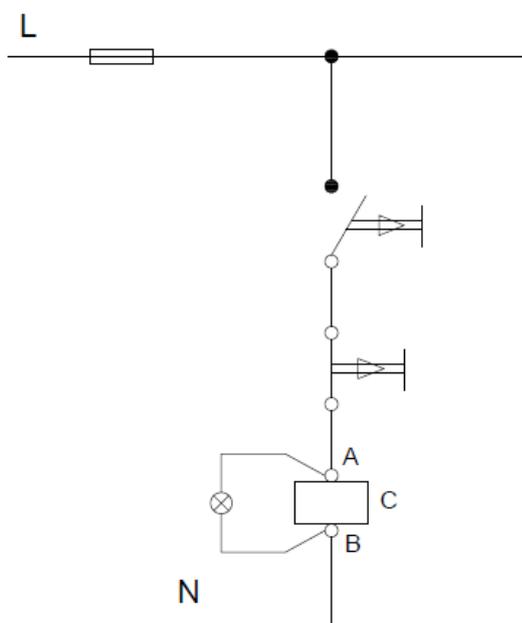


Figura 127. Circuito de control.

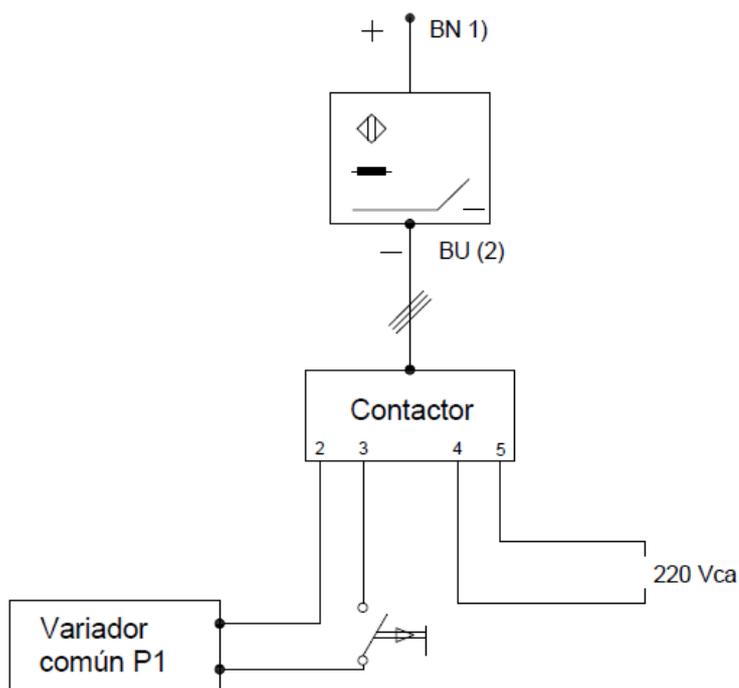
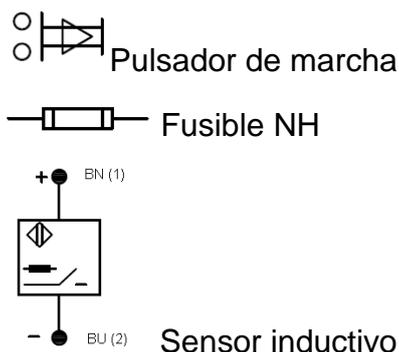


Figura 128. Circuito electrónico.

 Interruptor (Breaker)

 Contactor

 Pulsador de parada de emergencia



El circuito de entrada de corriente está compuesto de:

- Breaker 10A.- para el control general.
- Contactor 15A.- mando y control.
- Variador de frecuencia.- controla revoluciones del motor eléctrico.
- Display electrónico.- muestra las revoluciones durante el ensayo de abrasión.
- Motor eléctrico de 1HP trifásico.- enciende el equipo.
- Sensor inductivo.- capta las revoluciones del eje de transmisión.
- Accesorios.- Cableado, Luz piloto, interruptores y paro de emergencia

3.3.8.2. Cálculos

Partiendo de los parámetros de la Norma ASTM G-65 se tiene:

1 motor trifásico de 1 HP de 1750 RPM.

Revoluciones de salida en el disco de 200 ± 10 RPM.

$$I = \frac{Hp \times 746}{1,73 \times E \times N \times fp}$$

I= corriente en amperios

E= tensión en voltios

N= eficiencia

Hp= potencia del motor

fp= factor de potencia

$$I = \frac{1HP \times 746}{1,73 \times 120 \times 0,9 \times 1}$$

$$I = \frac{746}{186,84} = 3,99 A \approx 4 A \text{ de trabajo}$$

La corriente de arranque va hasta los 4 A, así que en el circuito de entrada se colocara un breaker de 10 A.

Para determinar la frecuencia a la que se debe programar el variador de frecuencia para dar una velocidad de 895 RPM, se hará uso de la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{120 \cdot f}{n}$$

Dónde:

ω = velocidad angular en RPM

f = frecuencia (herz)

n = número de polos de un motor (4 polos para 1 HP)

$$895 = \frac{120 \cdot f}{4}$$

$f = 29,833 \approx 30 \text{ Hz}$, debe ser la frecuencia para dar una velocidad de 895 RPM de salida del motor.

3.3.8.3. Resultados

Una vez obtenida la corriente de arranque seleccionamos los dispositivos eléctricos y electrónicos como antes ya descritos y por lo tanto tenemos:

CONTACTOR:

- Tensión Nominal: 50/60 Hz, hasta 690V
- Corriente Nominal (AC-3): 12 A
- Categoría de empleo: AC-3 y AC-4

- Altitud de uso: ≤ 2000 m
- Temperatura de ambiente en trabajo: $5^{\circ}\text{C}\pm 40^{\circ}\text{C}$
- Condiciones de montaje: la inclinación entre el plano de montaje y el plano vertical no debe superar los $\pm 5^{\circ}$



Figura 129. Contactor eléctrico.

Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

VARIADOR DE FRECUENCIA:

- Para una tensión de alimentación trifásica de 200 a 240V 50/60Hz:
- Corriente de línea máxima del variador: 6,3 A U1 y 5,3 U2
- Potencia aparente: 2,2 kVA
- ICCmax. Posible de línea: 5 kA
- Corriente de salida continua máxima: 4,2 A
- Corriente transitoria máxima durante 60s: 6,3 A
- Potencia disipada con corriente de salida máxima: 41 W



Figura 130. Variador de Frecuencia.

Fuente: (Manuel Ulaje Ramírez, 2004)

MOTOR:

- Especificaciones del motor:
- Velocidad nominal: 1790 RPM
- Tipo: motor de corriente alterna asíncrono trifásico
- Potencia nominal: 1 HP o 0,75 kW



Figura 131. Motor eléctrico trifásico de 1 HP.

Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

SENSOR INDUCTIVO:

- Tamaño: M18x1
- Distancia de detección: 5 a 8 mm
- Frecuencia de respuesta: 400 Hz
- Histéresis: < 10 % de la distancia de detección
- Tensión de alimentación: 10 a 30 Vdc
- Intensidad de salida: 200 mA (Ohmica) / 100 mA (inductiva)
- Tensión residual: 2V (a 24 Vdc y 200 mA)
- Corriente de vacío: 0.5 mA (a 24 Vdc)
- Temperatura de trabajo: -10 °C a +65 °C
- Resistencia de aislamiento: $\geq 100 \text{ M}\Omega$ (a 500 Vdc)
- Resistencia dieléctrica: 1000 Vac, 1 minuto a (a 50/60 Hz)
- Grao IEC: IP-67
- Material: Carcasa: latón, Cabeza: ABS



Figura 132. Sensor inductivo.

Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

BREAKER:

- Amperaje: 10 A
- TQHP ½"



Figura 133. Breaker 10 A

Fuente: (Gilberto Enríquez Harper, 2004)

3.4. Planos

Anexo B

CAPITULO 4

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS

Este capítulo, tendrá por objetivo la descripción detallada de: materiales, diagramas de flujo, manual de mantenimiento y operación, construcción, montaje y pruebas del equipo.

4.1. Lista de materiales

En la tabla 12, se presenta un resumen de los materiales que fueron usados para la construcción y en el anexo C, se encuentra una lista detallada por códigos y dimensiones.

Tabla 12.

Resumen de lista de materiales.

No.	Material	Cantidad
1	Tubo redondo ASTM A500, SCH 40, Ø2"x6000 mm	0.1
2	Tubo redondo ASTM A500, SCH 40, Ø3/8"x6000 mm	0.005
3	Tubo redondo ASTM A500, SCH 40, Ø1"x6000 mm	0.005
4	Tubo redondo PVC, Ø2"x6000 mm	2
5	Tubo cuadrado ASTM A500, 25,4x6000x0,9 mm	0.2
6	Tubo cuadrado ASTM A500, 40x6000x0,9 mm	0.05
7	Neplo ASTM A653, Ø3/4"x150 mm	0.6
8	Neplo ASTM A653, Ø1/2"x150 mm	0.9
9	Neplo ASTM A653, Ø1/2"x300 mm	1
10	Codo PVC , 45°, Ø2"	10
11	Plancha ASTM A653, 1220x2440x1,5 mm	1.10
12	Plancha ASTM A283, 1220x2440x12,7 mm	0.01
13	Plancha ASTM A283, 1220x2440x15 mm	0.001
14	Plancha ASTM A283, 1220x2440x6 mm	0.15
15	Angulo ASTM A36 40x40x4 mm, L=6000 mm	5
16	Pletina ASTM A36, 20x6000x2 mm	0.07
17	Pletina ASTM A36, 40x6000x4 mm	0.09
18	Pletina ASTM A36, 25,4x6000x3 mm	0.05
19	Aluminio EX 3410 6000x50x50 mm	0.6
20	Eje AISI 1018, Ø2 1/4"x300 mm	1
21	Eje AISI 1018, Ø2"x310 mm	1

CONTINUA 

22	Eje de acero AISI 1018, Ø120x170 mm	1
23	Eje de acero AISI 1018, Ø10x270 mm	1
24	Eje de acero AISI 1018, Ø10x500 mm	1
25	Acrilico 1220x1820x3 mm	0.1
26	Perno, DIN 933, M6x12 mm	34
27	Perno, DIN 933, M8x14 mm	7
28	Perno, DIN 933, M10x20 mm	4
29	Varilla roscada DIN 975, Ø3/4"x1000 mm	0.2
30	Remache, DIN 660, Ø7/64"	30
31	Tuerca, DIN 934, M6x5 mm	34
32	Tuerca, DIN 934, M8x6,5 mm	7
33	Tuerca, DIN 934, M10x8 mm	4
34	Polea, Aluminio, Ø2,7"	1
35	Polea, Aluminio, Ø7"	1
36	Chumacera, Ø35 mm	2
37	Banda en V, L= 1700 mm	1
38	Caucho clorobutil, 60 shore, e=1/2", L=720	1
39	Válvula de bola Ø3/8"	1
40	Válvula de bola Ø1/2"	1
41	Valvula de bola, Ø3/4"	1
42	Válvula de compuerta Ø2"	1
43	Blower Pot: 1 HP, P: 1,5 psi	1
44	Motor, 1 HP, 1790 RPM	1
45	Variador de frecuencia 1HP, 2,3A, CA	1
46	Breaker 2 polos, 2x20A, 120/240V	1
47	Contactador CA 3 polos, 6A, 2,2kw	1
48	Interruptor, 15A, 12V, 60Hz CA	1
49	Selector 3 posiciones, 15A, 12V CA	1
50	Pulsador de paro de emergencia, 16A, CA	1
51	Luz piloto, 10A, 24VCA	1
52	Sensor inductivo M18x1, 2V, 0,5mA	1
53	Display electronico de 4 dígitos	1
54	Cable concentrico bipolar 2x10 mm ² ; L=300 m	0.02
55	Gabinete con base bipolar, 300x300x150 mm	1
56	Arena abrasiva silica 50/70 AFS, 50 lb	1
57	Broca HSS-Co, 7/64"	1
58	Broca HSS-Co, 1/4"	1
59	Broca HSS-Co, 5/16"	1
60	Broca HSS-Co, 3/8"	1
61	Broca HSS-Co, 7/16"	1
62	Broca HSS-Co, 3/4"	1
63	Disco de desbaste A24 EXTRA T Ø300	1
64	Disco de desbaste A24 R SUPRA Ø300	1
65	Silicón no acético 799	1

CONTINUA 

66	Lija grado 120 Oxido de aluminio recubierto de tela	10
67	Thinner, 1/2 lt	1
68	Pintura sintética Negra, 1 gal	1
69	Pintura plateada, 1/2 gal	1
70	Electrodo 7018	20

Fuente: Elaborado por (Chávez, Jhonny)

4.2. Diagramas de procesos de la máquina de ensayos de abrasión

Los diagramas de procesos de las partes de cada sistema que integran la máquina de ensayos de abrasión: sistema de transmisión, sistema de transporte neumático y llenado, brazo de palanca, recolector de arena, protecciones y ventanas, están descritos en el anexo D.

Los diagramas de montajes están descritos a partir del ítem 4.2.1, al igual que presentan dos figuras que numeran cada parte y describen la manera de adecuada de ensamblar cada parte.

4.2.1. Diagrama de montaje del bastidor

La construcción del bastidor comprende procesos de corte, taladrado y soldadura para fabricar cada una de las partes que lo componen y están descritos en el anexo D. Para su ensamble se ha dividido en 13 partes al bastidor, que facilitan la ubicación y colocación de las mismas como en la figura 132 y 134.

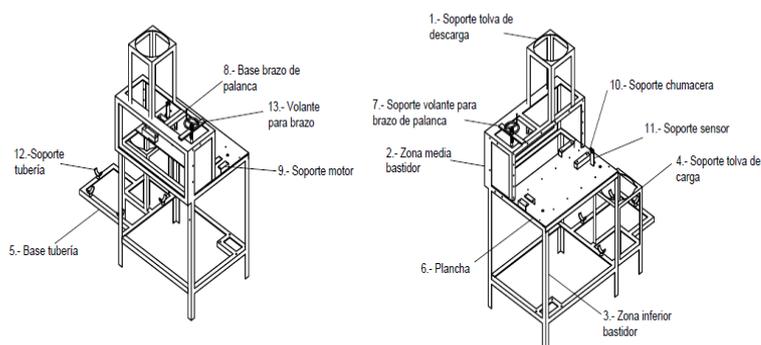


Figura 134. Isometría del bastidor.

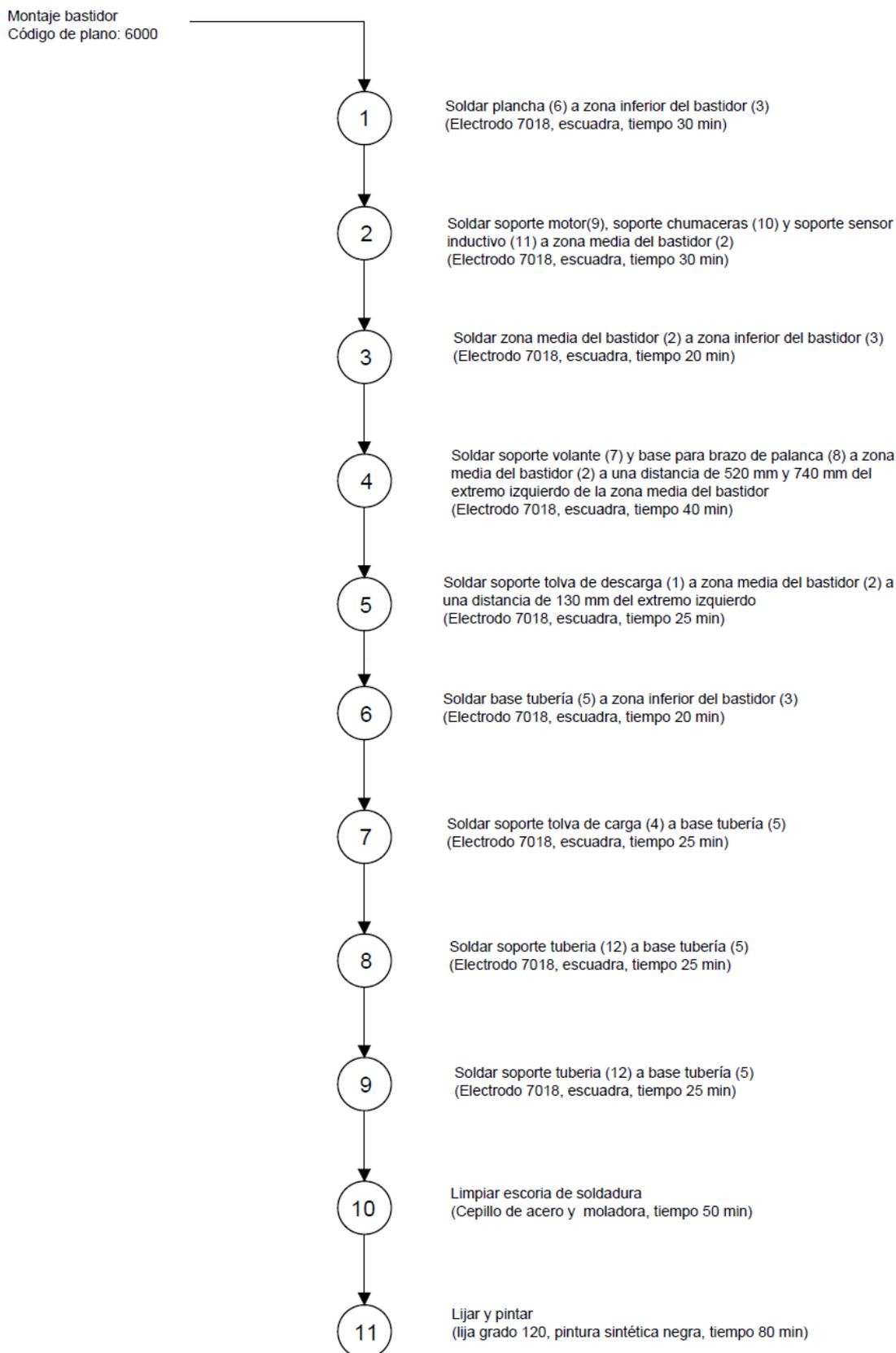


Figura 135. Diagrama de flujo montaje del bastidor

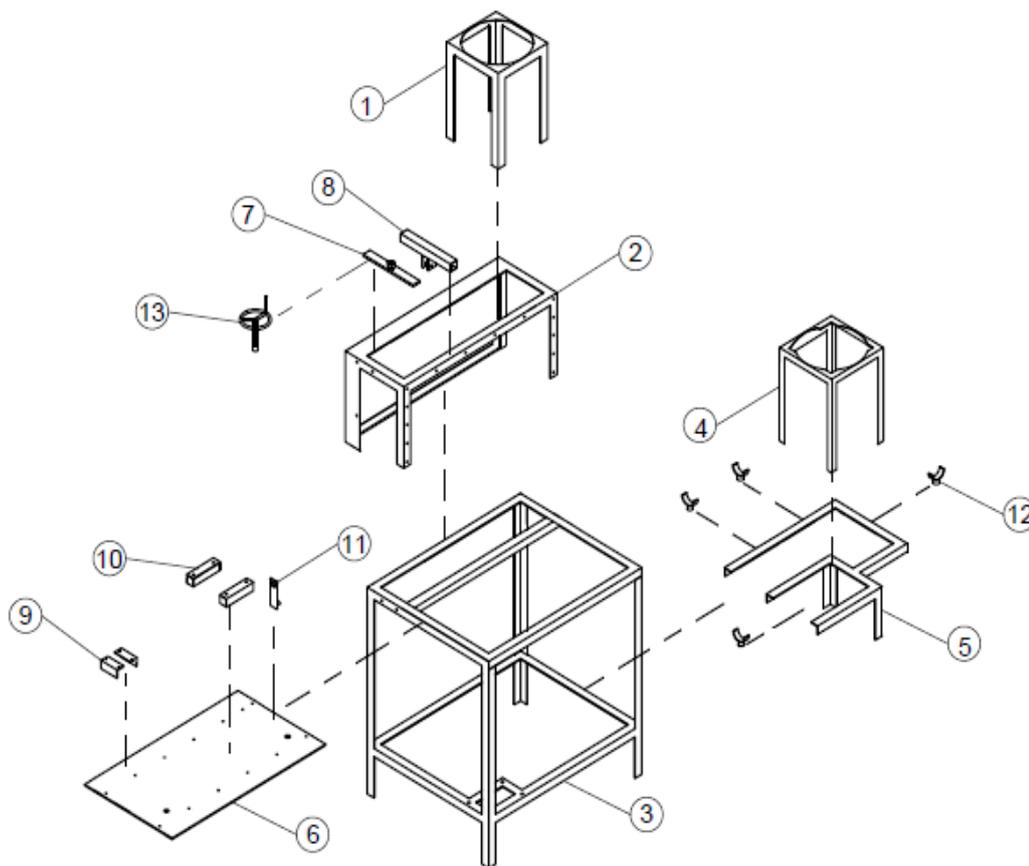


Figura 136. Montaje del bastidor.

Fuente: Elaborado por (Chávez, Jhonny)

4.2.2. Diagrama de montaje del sistema de transmisión

Las partes a ser construidas dentro del sistema de transmisión, son el volante de inercia y el eje de transmisión, debido a que el resto de elementos se componen de partes estándar detalladas en la lista de materiales del anexo C. Los procesos mecánicos que intervinieron en la fabricación, fueron: torneado, taladrado, corte por plasma y vulcanizado.

En las figuras 135 y 137, se describen el número de partes y la secuencia de montaje de cada una de ellas para el sistema de transmisión

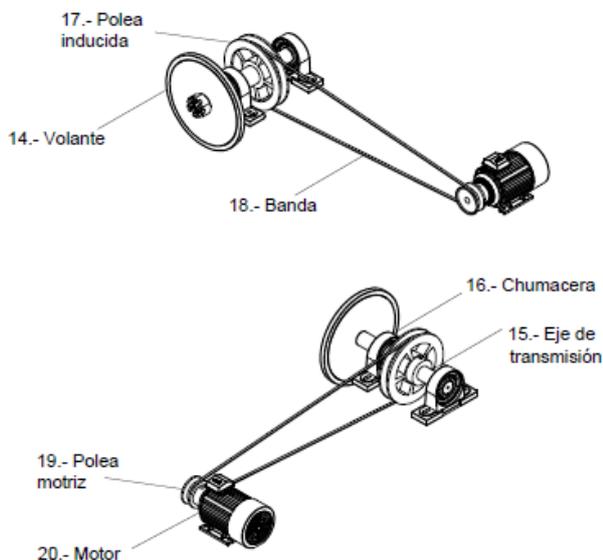


Figura 137. Isometría del sistema de transmisión.

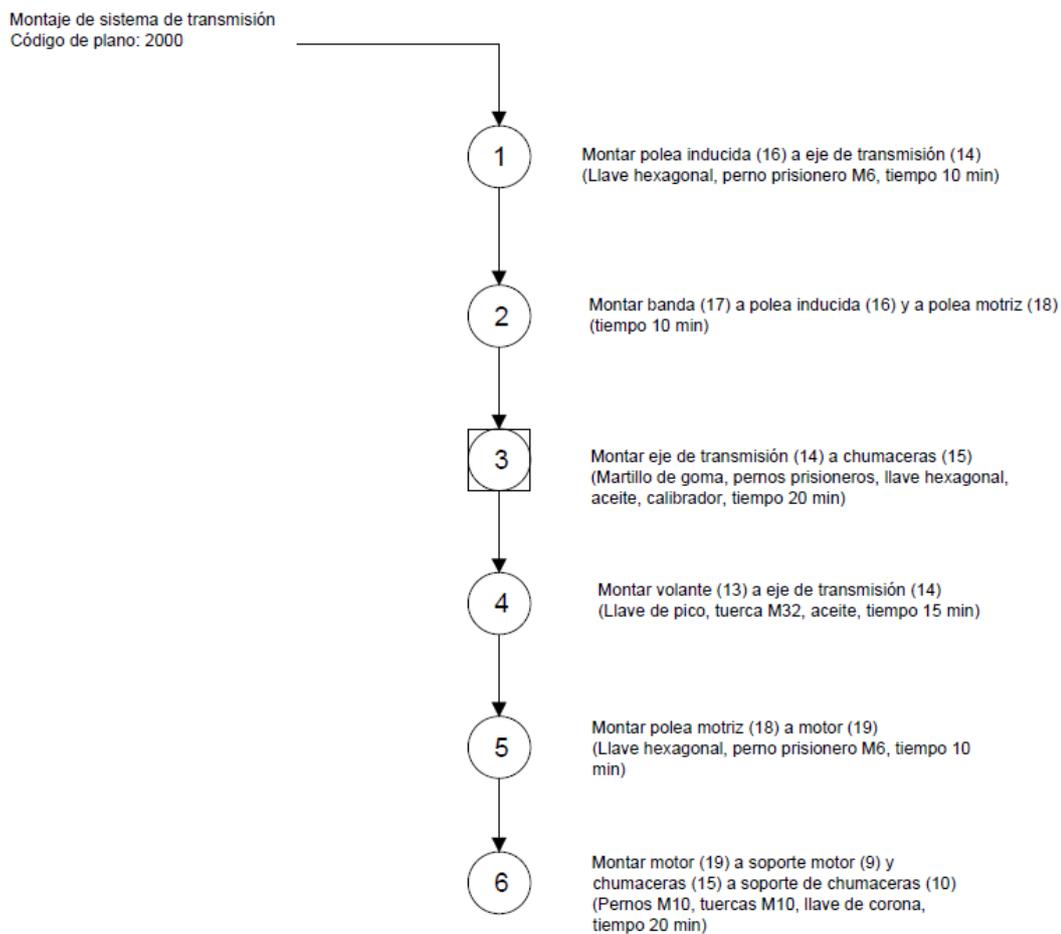


Figura 138. Montaje del sistema de transmisión.

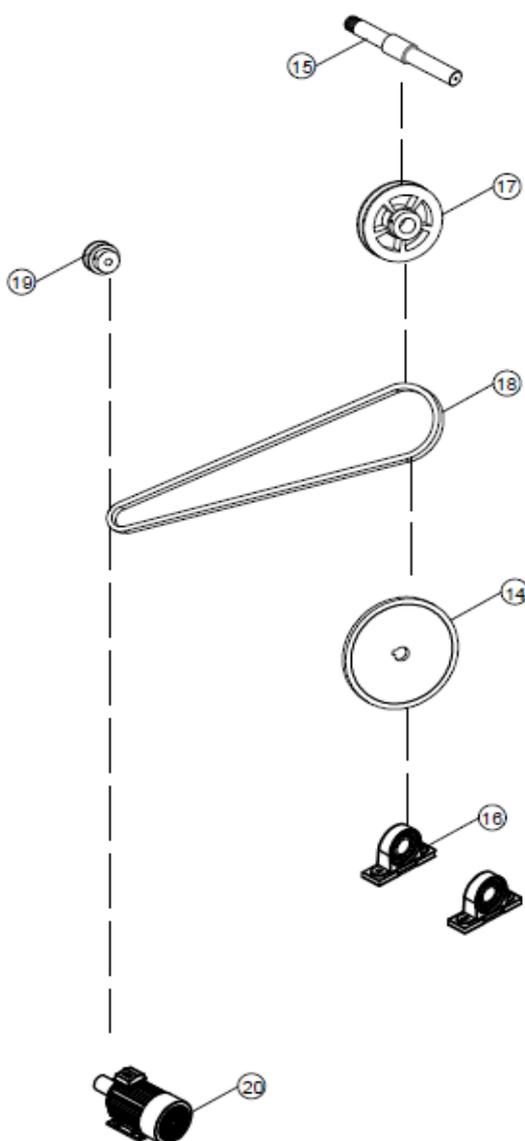


Figura 139. Montaje del sistema de transmisión

4.2.3. Diagrama de montaje del brazo de palanca

El brazo de palanca consta de partes, como: brazo, portaprobetas, contrapeso, y gancho, y para la fabricación de cada una de ellas, intervinieron procesos de: torno, fresadora, taladrado, soldadura y corte. El anexo D consta con los diagramas de procesos de fabricación de cada parte del brazo de palanca.

En las figuras 138 y 140, podemos encontrar la numeración detallada de cada parte y la secuencia de ensamble del brazo palanca.

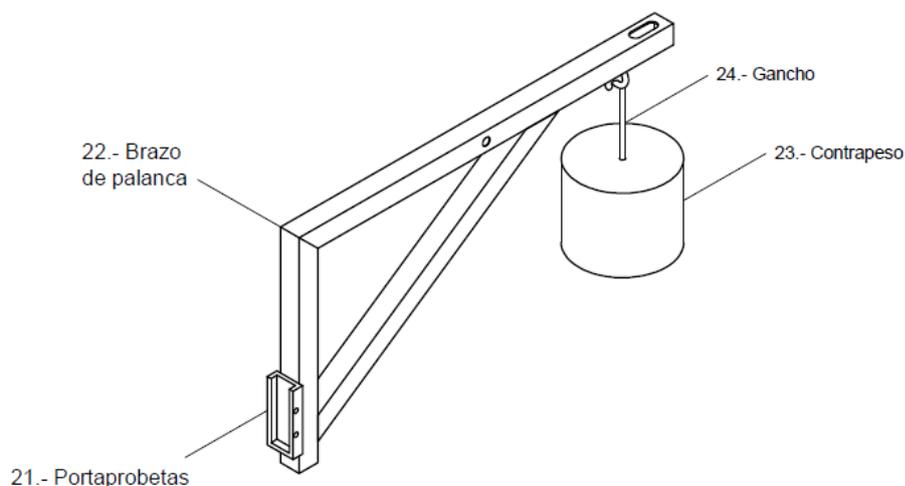


Figura 140. Isometría del brazo de palanca.

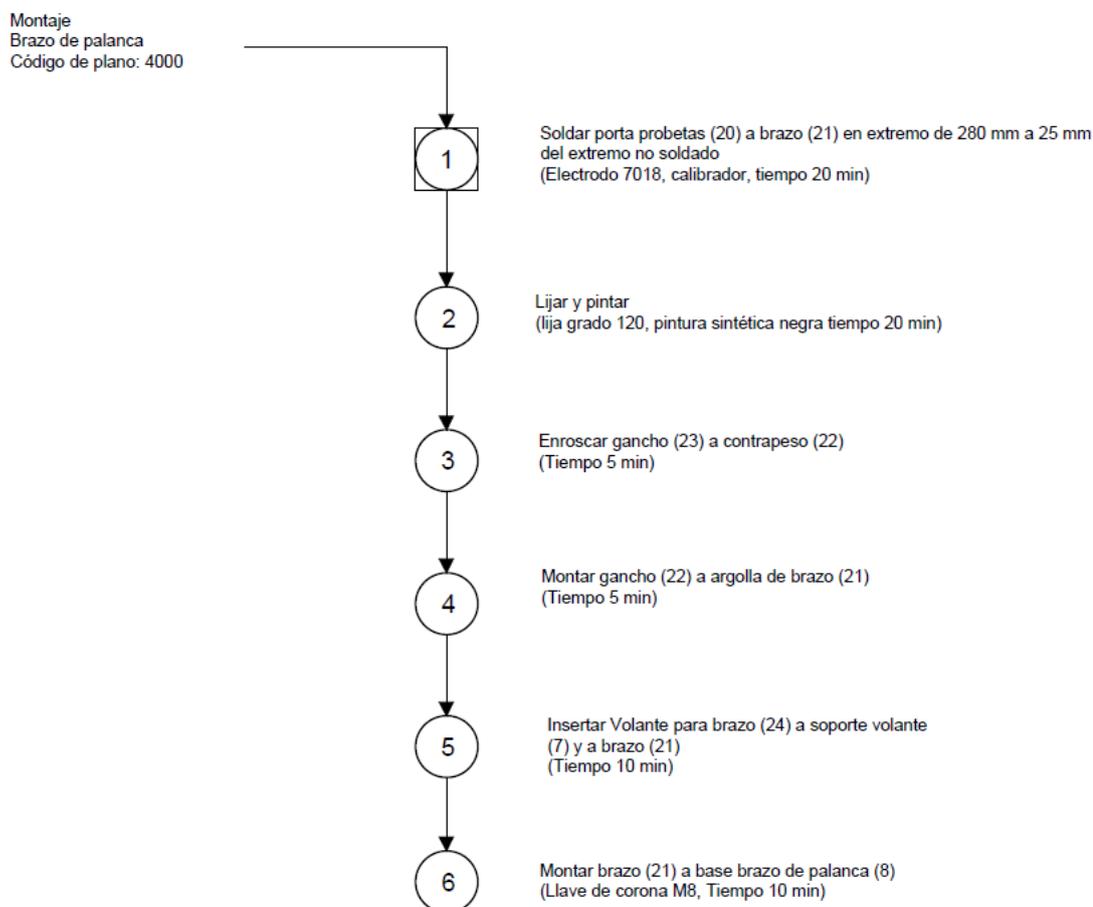


Figura 141. Diagrama de montaje del brazo de palanca.

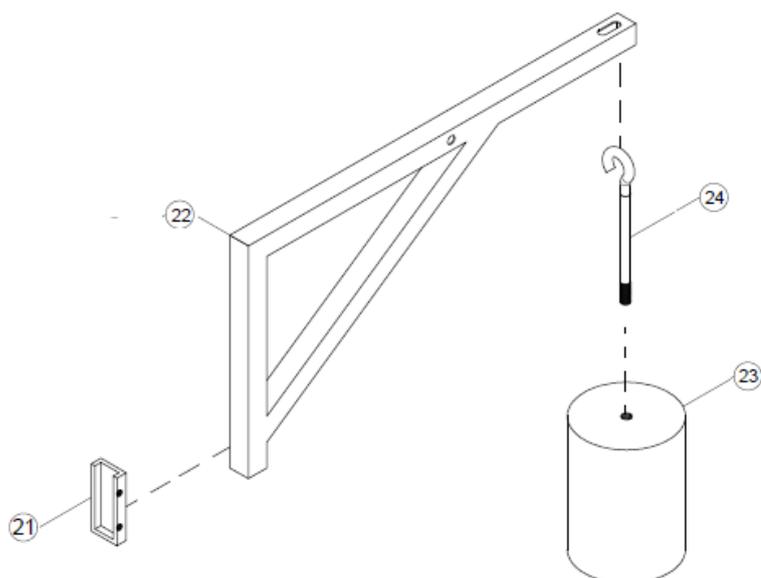


Figura 142. Isometría de secuencia de montaje del brazo de palanca.

4.2.4. Diagrama de montaje del sistema de llenado y transporte neumático

El sistema de transporte cumple la función de transportar en un flujo de aire a la arena abrasiva, y el sistema de llenado cumple la función de almacenar el abrasivo transportado, para ser liberado durante el ensayo de abrasión. En la fabricación de las partes que integran estos sistemas, intervinieron procesos de: corte, soldadura, torneado, taladrado y barolado.

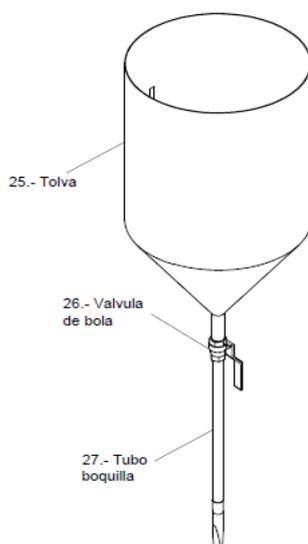


Figura 143. Isometría del sistema de llenado.

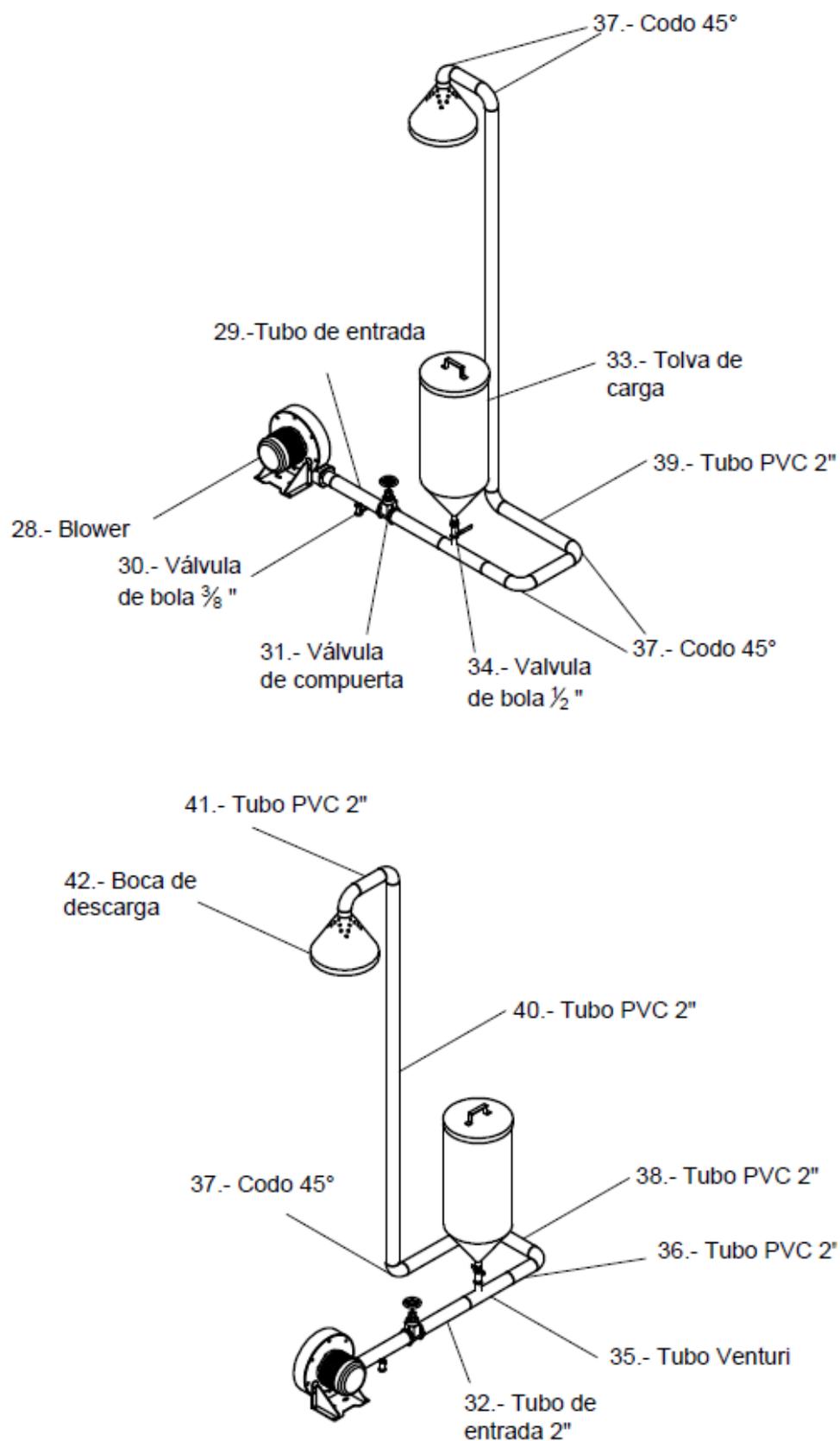


Figura 144. Isometría del Sistema de transporte neumático.

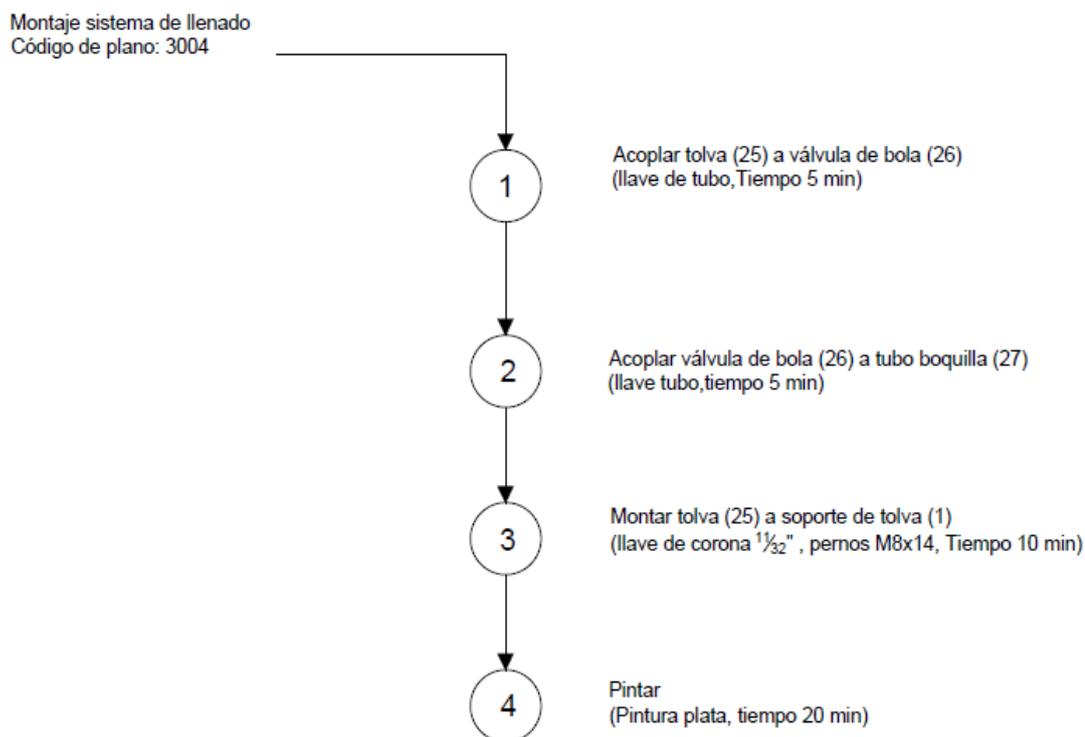
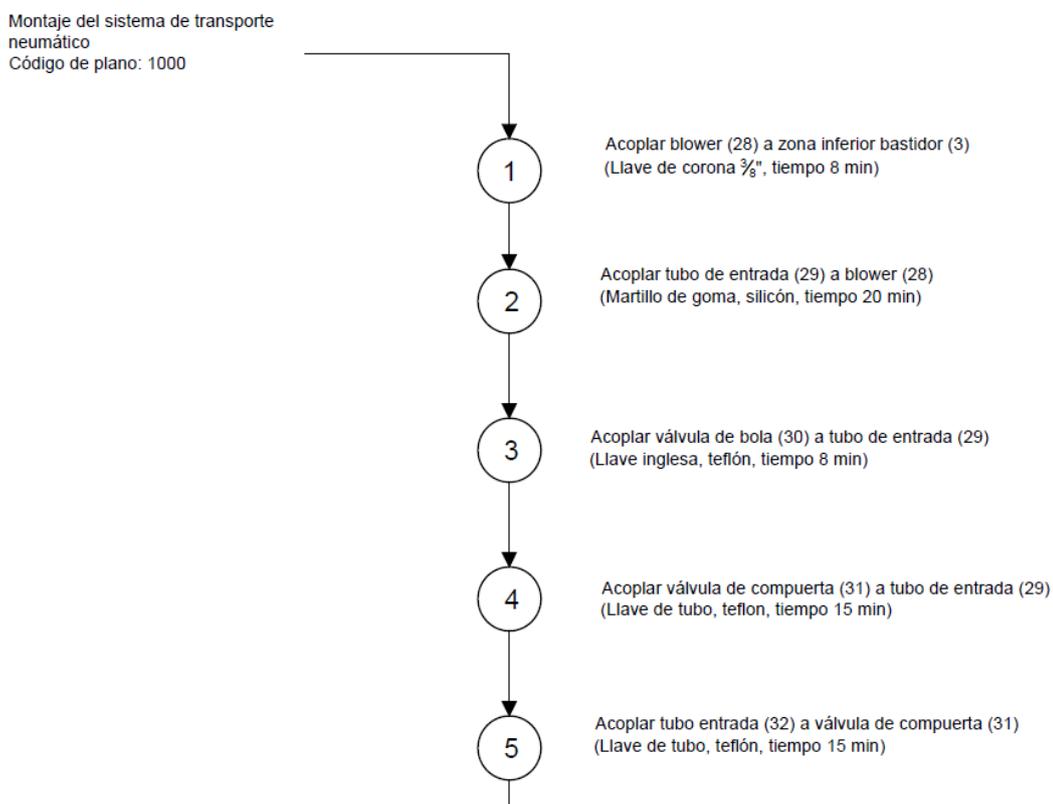
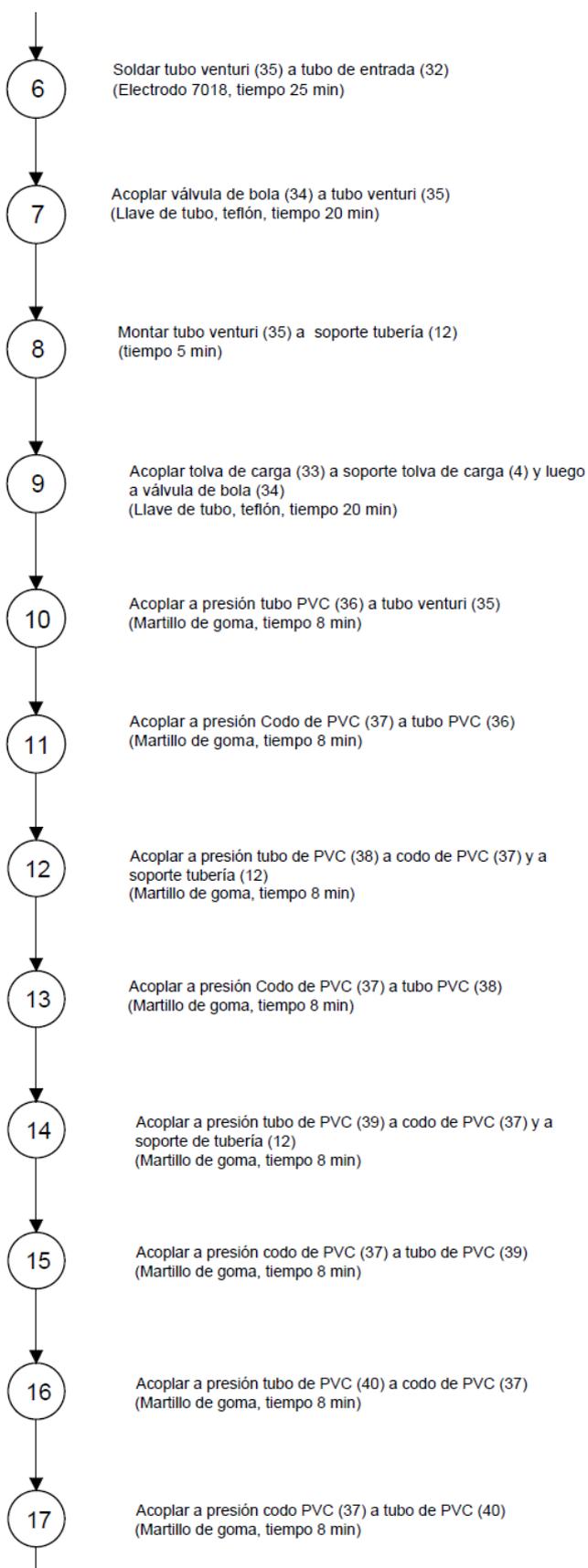


Figura 145. Diagrama de montaje del sistema de llenado.



CONTINUA

CONTINUA 

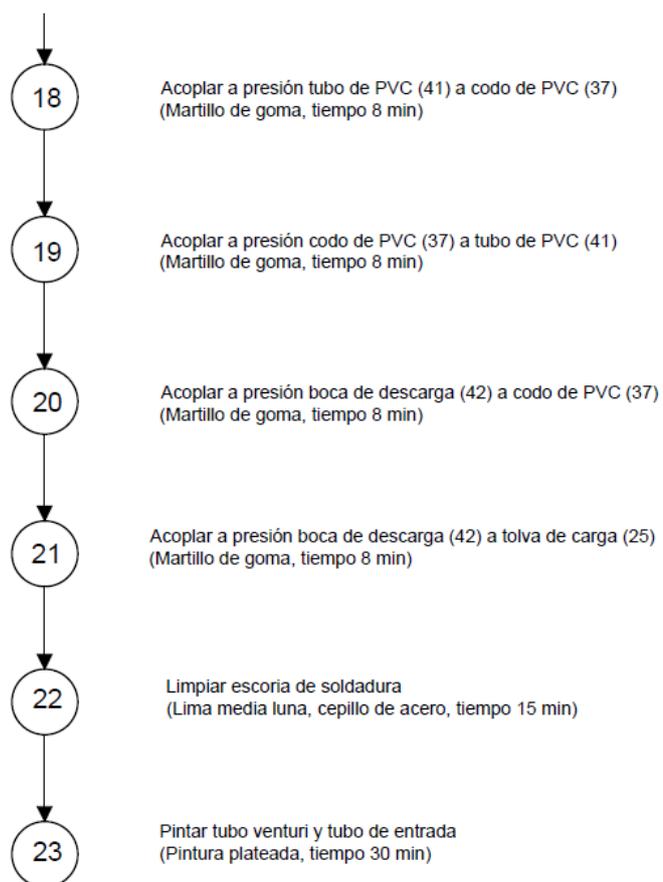


Figura 146. Diagrama de montaje del sistema de llenado.

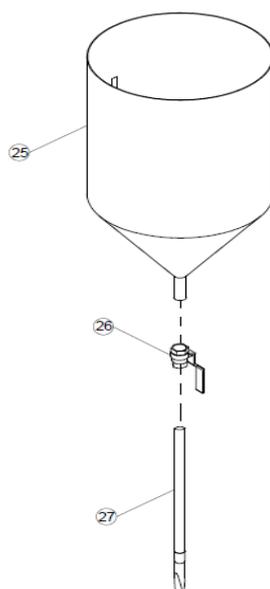


Figura 147. Isometría de secuencia de montaje de sistema de llenado

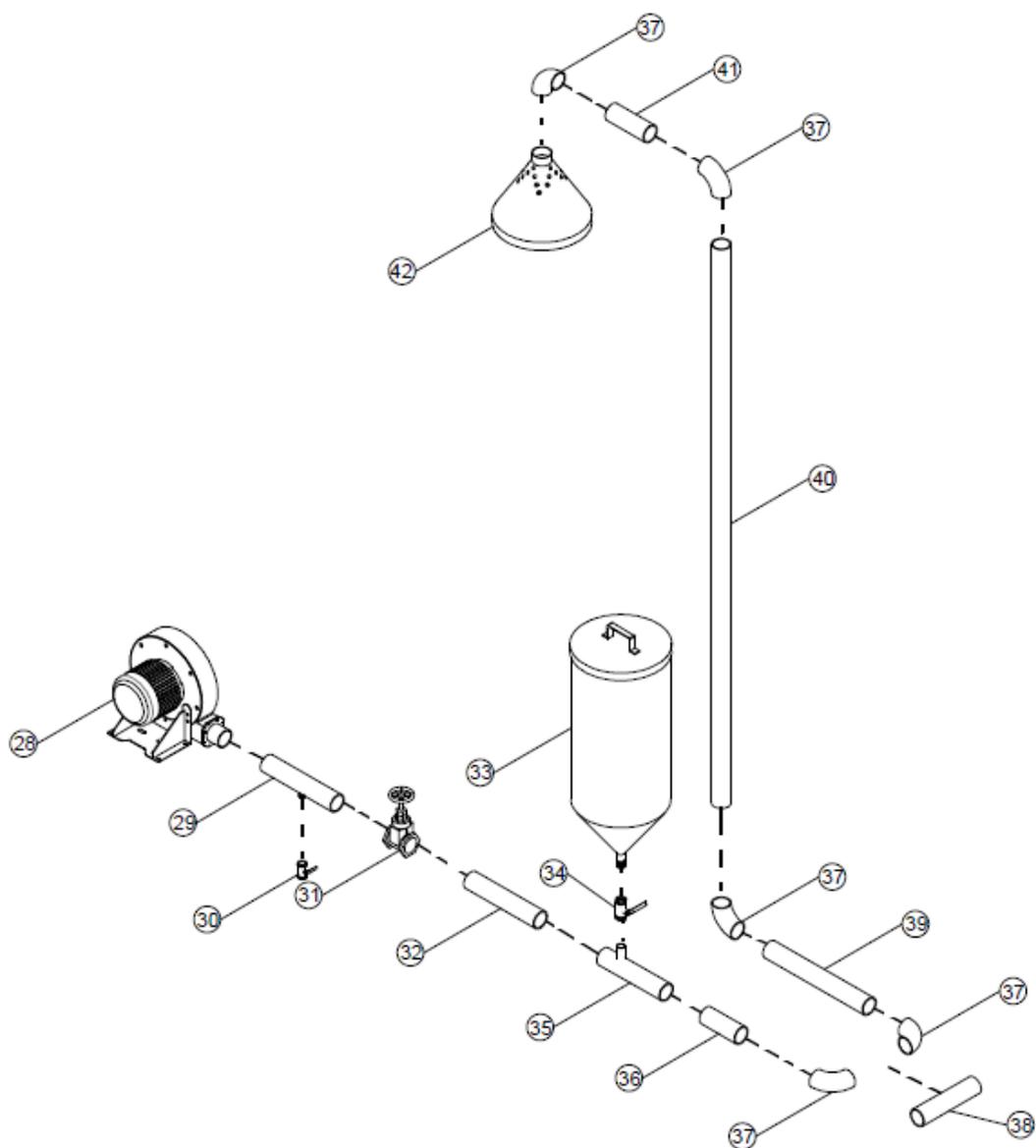


Figura 148. Isometría de secuencia de montaje sistema de transporte neumático.

4.2.5. Diagrama de montaje del recolector de arena

El recolector de arena cumple la función de almacenar la arena liberada durante el ensayo de abrasión, posteriormente esta arena después de acabad el ensayo es recogida para ser usada, para su fabricación se utilizaron operaciones de corte, doblado y soldadura.

En las figuras 147 y 149, podemos encontrar una descripción detallada de las partes que componen el recolector de arena.

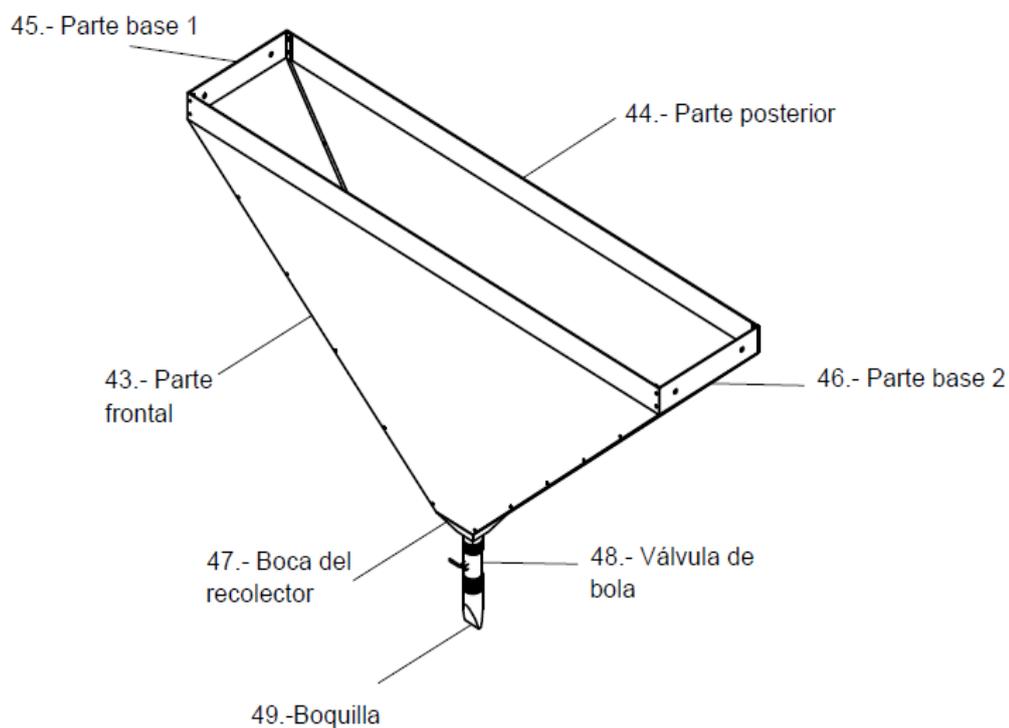


Figura 149. Isometría recolector de arena.

Montaje recolector de arena
Código de plano: 5000

1

Acoplar parte base 1 y 2 (45 y 46) a parte frontal del recolector (43)
(Remache $\varnothing\frac{1}{8}$ ", remachadora, tiempo 20 min)

2

Acoplar parte posterior a (44) a parte base 1 y 2 (45 y 46))
(Remache $\varnothing\frac{1}{8}$ ", remachadora, tiempo 20 min)

3

Soldar boca de recolector (47) a parte base 1 y 2 (45 y 46) y a parte frontal y posterior (43 y 44)
(Electrodo 7018, tiempo 15 min)

4

Limpiar escoria de soldadura
(lima media luna, tiempo 8 min)

5

Pintar recipiente ensamblado
(pintura plata, tiempo 40 min)

CONTINUA



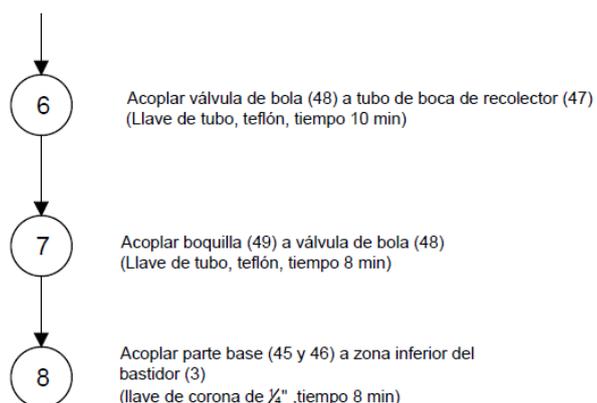


Figura 150. Diagrama de montaje del recolector de arena.

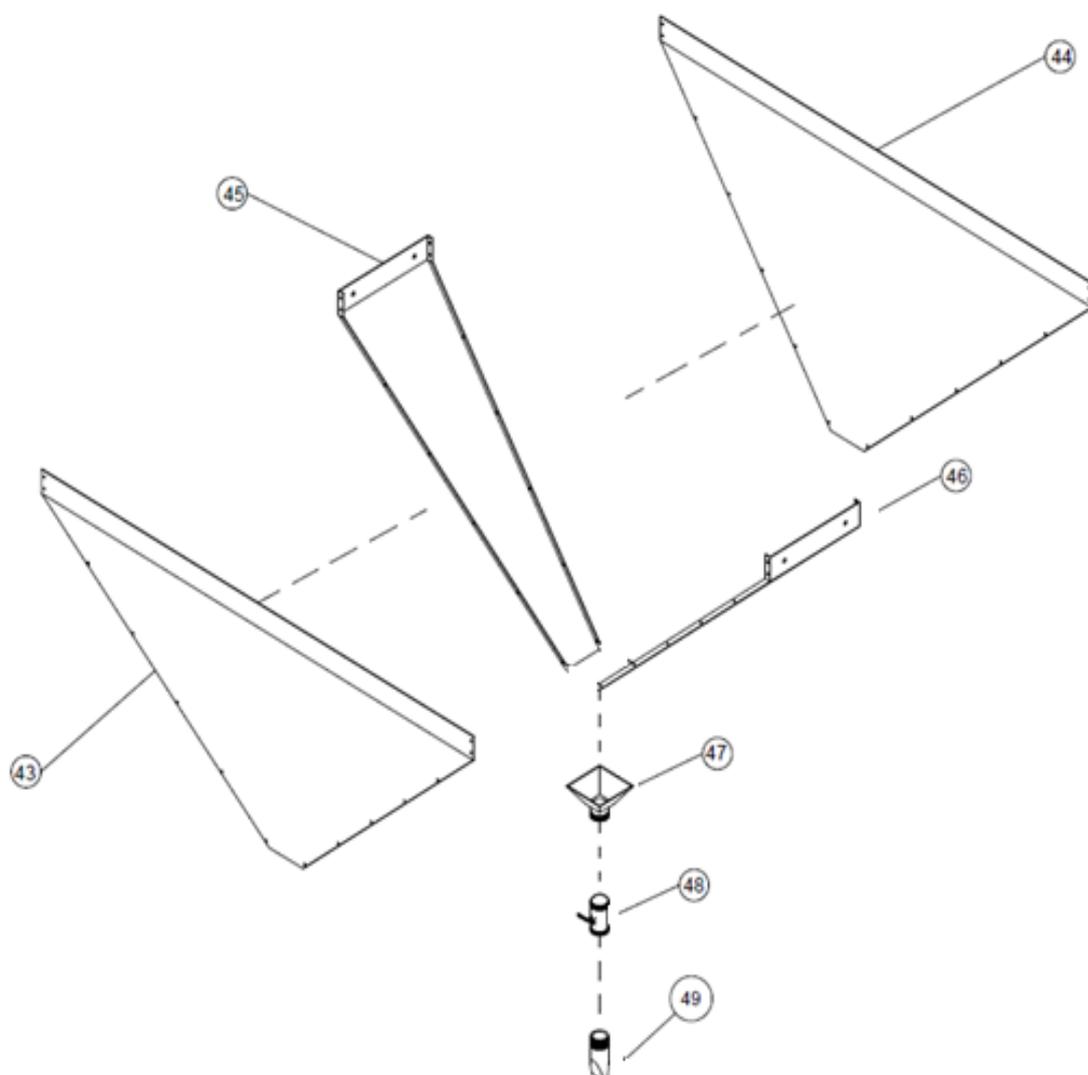


Figura 151. Isometría de secuencia de montaje del recolector de arena.

4.2.6. Diagrama de montaje de protecciones del sistema de transmisión

Las protecciones, dan seguridad y protegen del polvo y otras partículas pequeñas que puedan adherirse en el motor internamente como en el sensor inductivo, los diagramas de procesos constan el anexo D.

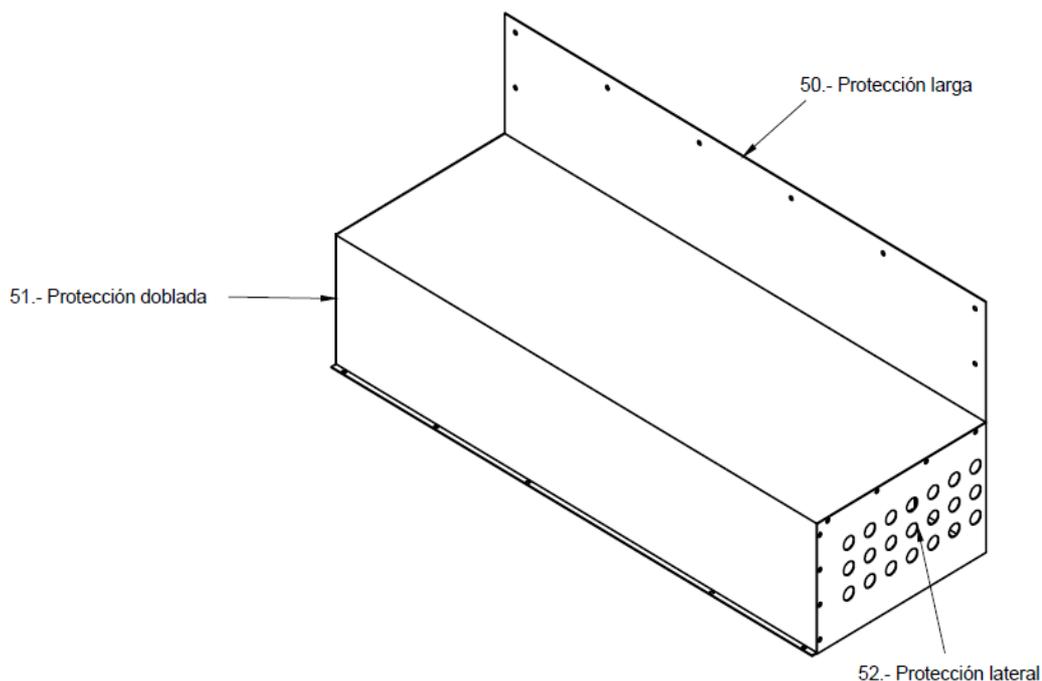


Figura 152. Isometría protecciones sistema de transmisión.

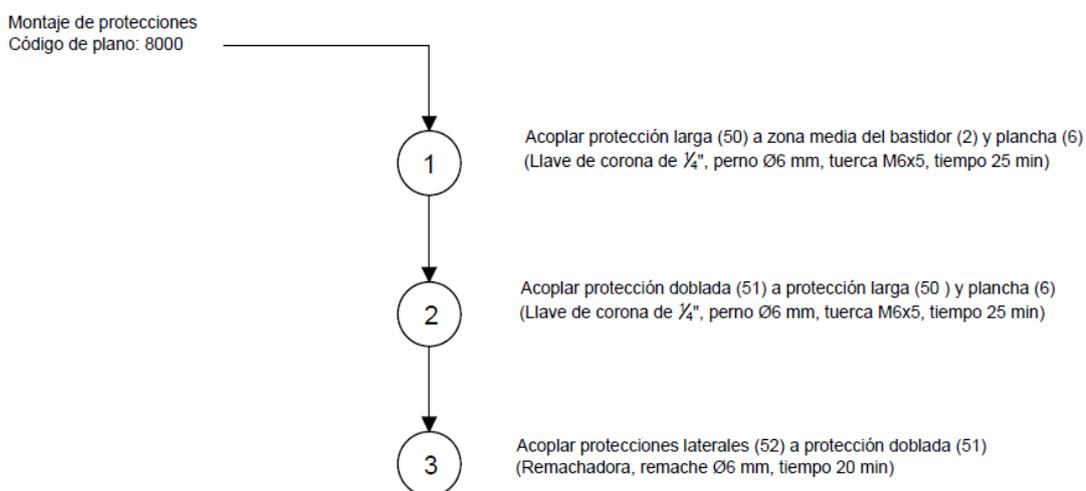


Figura 153. Diagrama de montaje de las protecciones.

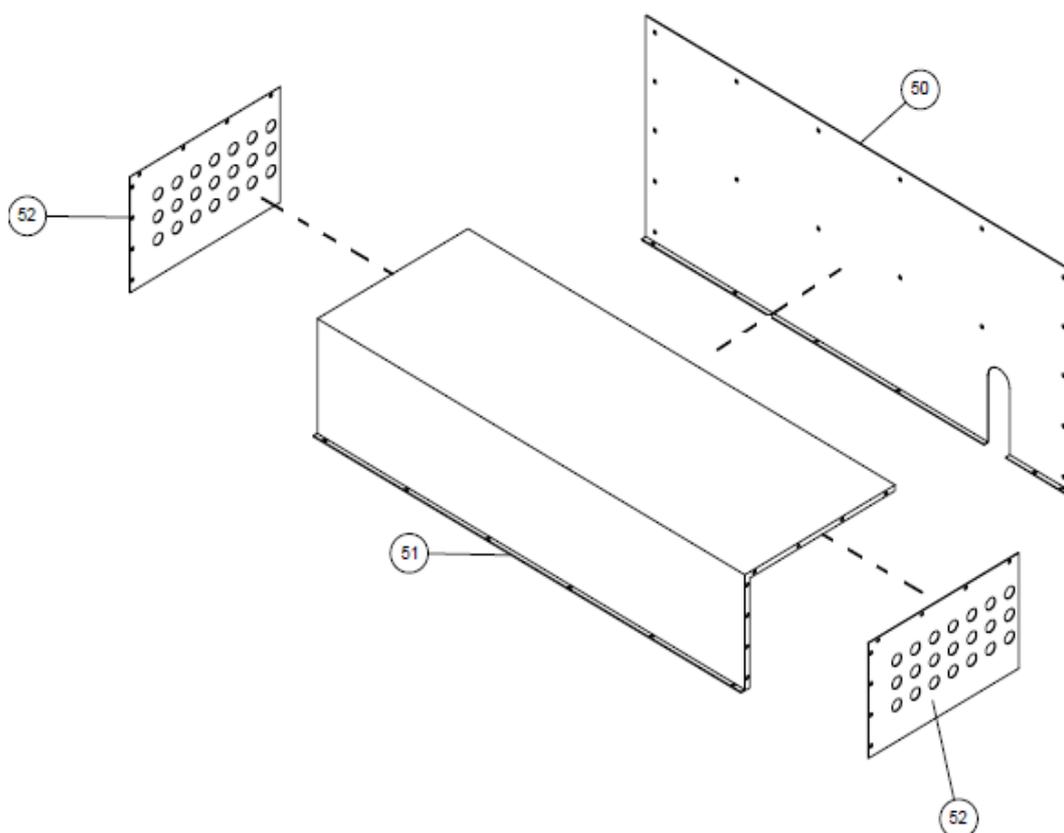


Figura 154. Ensamble de protecciones del sistema de transmisión.

4.2.7. Diagrama de montaje de las ventanas

Para la fabricación de ventanas se utilizaron perfiles de aluminios estándar y procesos de corte y unión con tornillos, la figura 153, describe el esquema de las ventanas.

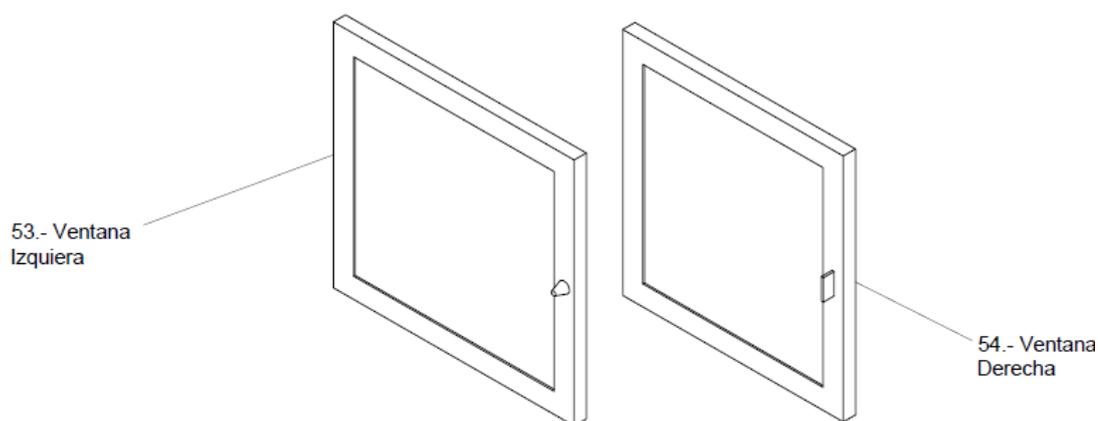


Figura 155. Isometría ventanas.

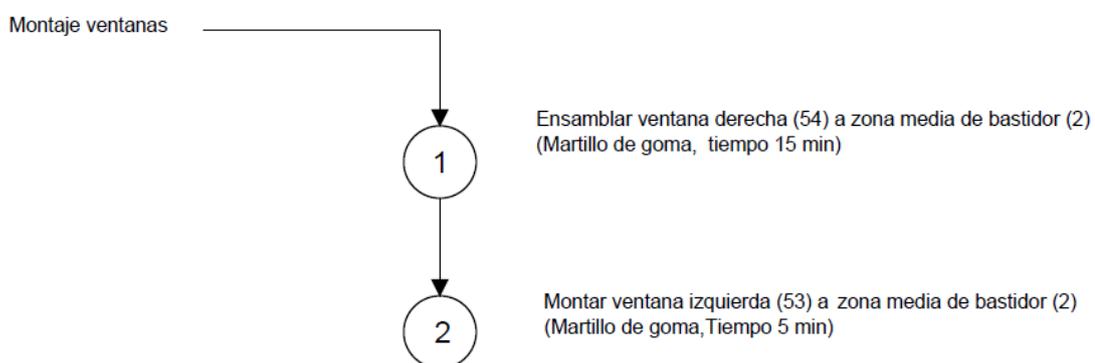


Figura 156. Diagrama de montaje de ventanas.

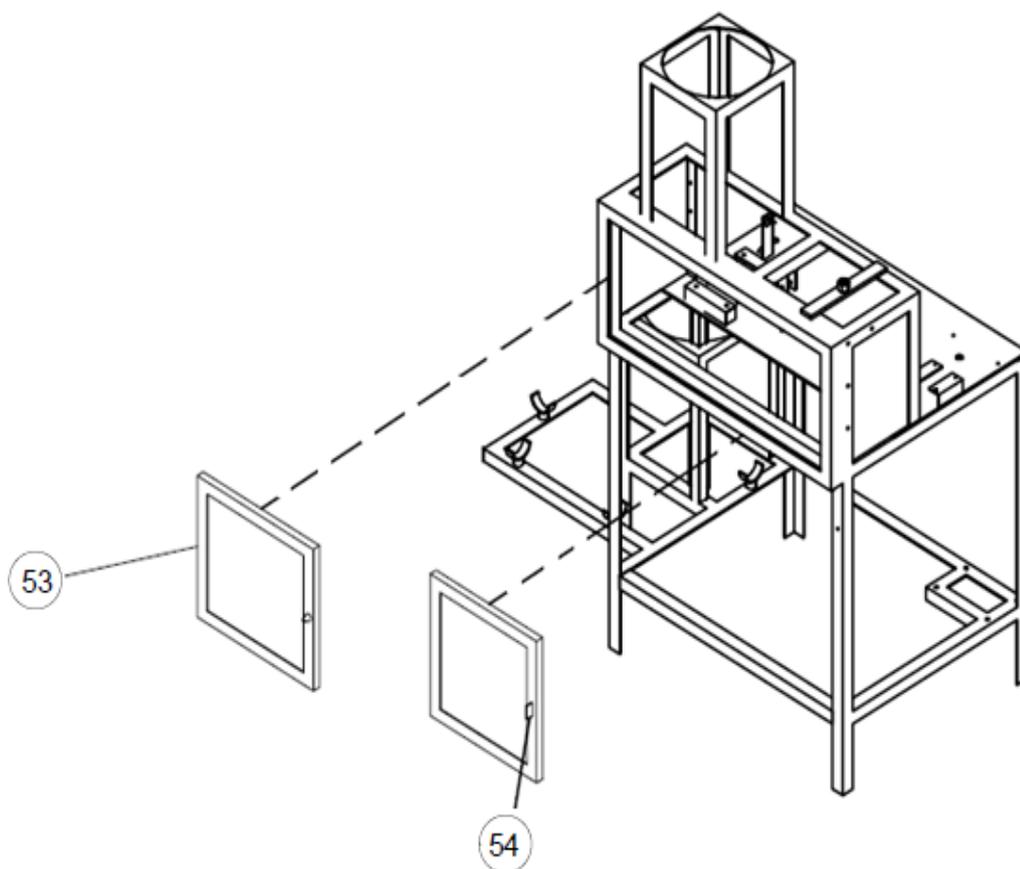


Figura 157. Secuencia de montaje de ventanas.

4.3. Pruebas

Las pruebas del equipo de abrasión están compuestas en tres partes. La primera se enfatiza al correcto funcionamiento del equipo, tanto en vacío, y

con la probeta durante el ensayo de abrasión; la segunda parte se compone del análisis que muestra la probeta desgastada debido al ensayo, y una inspección dimensional de la máquina.

En el análisis de la probeta ensaya, se realizara pruebas de microscopía electrónica de barrido, microscopía metalúrgica, inspección por palpador.

4.3.1. Pruebas dimensionales

Las pruebas dimensionales verifican las medidas obtenidas del diseño de la máquina descrito en el “*capítulo 3: Diseño y selección de alternativas*”.

Estas pruebas se realizarán midiendo cada sistema para detectar errores en el proceso de fabricación y soluciones adecuadas.

Bastidor:

Para las dimensiones del bastidor tomaremos referencia de los planos con código:

- 6000
- 6002
- 6003
- 6004

Las herramientas a usarse serán: flexómetro y calibrador.

Tabla 13.

Pruebas dimensionales del bastidor, plano: 6000.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	910	910	±6	0	correcto
2	1000	1000	±6	0	correcto
3	720	723	±6	+3	correcto
4	620	623	±6	+3	correcto
5	425	427	±6	+2	correcto
6	280	281	±6	+1	correcto

CONTINUA 

7	340	341	±6	+1	correcto
8	310	308	±6	-2	correcto
9	440	440	±6	0	correcto
10	250	250	±6	0	correcto
11	400	400	±6	0	correcto
12	360	360	±6	0	correcto
13	460	460	±6	0	correcto
14	310	312	±6	+2	correcto
15	115	117	±6	+2	correcto
16	120	120	±6	0	correcto

Tabla 14.

Pruebas dimensionales del soporte del volante, plano: 6002.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	150	150	±1,6	0	correcto
2	290	290	±1,85	0	correcto

Tabla 15.

Pruebas dimensionales base brazo de palanca, plano: 6003.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia ∇ (mm)	Resultado
1	290	290	±2,1	0	correcto
2	60	62	±1,2	+2	no cumple
3	25	25,5	±0,84	+0,5	correcto
4	130	130	±2,1	0	correcto
5	10	9,88	±0,58	-0,12	correcto
6	20	20,78	±0,84	+0,78	correcto

Para la base del brazo de palanca la dimensión de las placas no cumple con la dimensión establecida en el plano 6003, hay un exceso de 0,8 mm fuera del rango de tolerancia, por lo tanto se rectifica con moladora y disco de limar este exceso, luego se procede a lijar y pintar la superficie limada.

Tabla 16.

Medida rectificada, plano: 6003.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
2	60	60,6	±1,2	+0,6	correcto

Tabla 17.

Pruebas dimensionales del bastidor, plano: 6004.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	910	910	±3,6	0	correcto
2	520	522	±3,6	+2	correcto
3	160	161,66	±3,6	+1,66	correcto
4	180	180	±3,6	0	correcto
5	210	210	±3,6	0	correcto
6	80	80,56	±1,2	+0,56	correcto
7	75	75,87	±1,2	+0,87	correcto
6	80	80,56	±1,2	+0,56	correcto

Sistema de transmisión:

Para las pruebas dimensionales del sistema de transmisión, tomaremos en cuenta los planos de código:

- 2001
- 2002

Para verificar las dimensiones se usara un calibrador digital como herramienta.

Tabla 18.

Pruebas dimensionales del volante de transmisión, plano: 2001.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	Ø228,6	Ø228,8	-0,25	+0,2	no cumple
2	Ø35	Ø35,21	±0,25	+0,21	correcto
3	12,7	12,7	-0,25	0	correcto

El diámetro del disco recubierto de caucho tiene un exceso de 0,2 mm, debido a una mala sujeción del anillo para prensar el caucho vulcanizado, ya que es una cota funcional importante para el ensayo de abrasión, se somete el disco a un proceso de devastado en el torno y obtenemos el siguiente resultado.

Tabla 19.

Rectificación de dimensionales del volante de transmisión, plano: 2001.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	Ø228,6	Ø228,6	-0,25	0	correcto

Tabla 20.

Pruebas dimensionales del eje de transmisión, plano: 2002.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	115	115,33	±1,4	+0,33	correcto
2	170	170,08	±1,6	+0,08	correcto
3	300	300,56	±2,1	+0,56	correcto
4	Ø32	Ø32,5	±0,016	+0,5	no cumple
5	Ø35	Ø35,4	±0,016	+0,4	no cumple
6	Ø45	Ø45,3	±0,016	+0,3	no cumple

Dentro del eje de transmisión, el diámetro de inserción en la chumacera, diámetro de inserción en la tuerca de castillo y diámetro escalonado del eje, se encuentran fuera del rango de tolerancia, las dimensiones dentro del eje cumplen un papel importante para el ensayo de abrasión, por lo que se somete a devastar el eje para conseguir las dimensiones adecuadas y se obtiene los siguientes resultados.

Tabla 21.

Rectificación de dimensionales del eje de transmisión, plano: 2002.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	Ø32	Ø32,012	±0,016	+0,012	correcto
2	Ø35	Ø35,009	±0,016	+0,009	correcto
3	Ø45	Ø45,006	±0,016	+0,006	correcto

Brazo de palanca:

En el brazo de palanca, se tomara en cuenta para verificación dimensional, los planos de código:

- 4001

- 4002
- 4003
- 4004
- 4005

La herramienta de medida que se va usar es un calibrador digital y flexómetro.

Tabla 22.

Pruebas dimensionales del porta probeta, plano: 4001.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	25	25,4	±0,84	+0,4	correcto
2	76	76,25	±1,2	+0,25	correcto

Tabla 23.

Pruebas dimensionales del brazo, plano: 4002.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	520	520	±2,8	0	correcto
2	260	260	±2,1	0	correcto
4	390	390	±2,3	0	correcto
5	25	25,4	±0,84	+0,4	correcto
6	280	280	±2,1	0	correcto

Tabla 24.

Pruebas dimensionales del contrapeso, plano: 4003.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	Ø115	Ø116	±1,4	+1	correcto
2	165	164,56	±2	-0,44	correcto

Sistema de llenado y transporte:

Para este sistema se tomara las dimensiones de los planos de código:

- 1006-1
- 1006-2

- 1015
- 3001
- 3002
- 3003

Las herramientas para la medición que se usaran son: calibrador y flexómetro.

Tabla 25.

Pruebas dimensionales de la tolva de carga, plano: 1006-1.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	Ø300	Ø300	±3,6	+3	correcto
2	830	840	±3,6	+10	no cumple
3	50	50,68	±1,6	+0,58	correcto
4	250	250	±3,6	0	correcto

La dimensión de altura en la tolva de carga tiene un rango de diferencia con la de diseño de 10 mm, por ser un elemento compuesto geoméricamente de un cilindro y un cono para almacenamiento y salida del abrasivo, se procede a cortar los 10 mm de la parte cilíndrica de la tolva, luego pulimos y damos una capa de pintura, de lo cual obtenemos los siguientes resultados.

Tabla 26.

Rectificación de altura de la tolva de carga, plano: 1006-1.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	830	830	±3,6	0	correcto

Tabla 27.

Pruebas dimensionales de tapa tolva de carga, plano: 1006-2.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	Ø300	Ø301	+0,057	+1	correcto
7	40	41,8	±1,6	+1,8	no cumple

Las dimensiones de la tapa de la tolva de carga no cumplen con las dimensiones de diseño, y como no son cotas funcionales, que intervengan dentro del ensayo de abrasión, no presenta inconvenientes en su ensamble como durante el ensayo de abrasión.

Tabla 28.

Pruebas dimensionales de boca de descarga, plano: 1015.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	Ø50	Ø50,57	+0,025	+0,57	no cumple
2	Ø300	Ø300	+0,052	0	correcto
3	260	262	±2,5	+2	correcto

De las medidas tomadas en la boca descarga, se encontró un error en el diámetro, debido a una mala medición del área del sector circular antes del proceso de corte, barolado y soldadura. Las dimensiones de la boca de descarga no son cotas funcionales, ya que la función de la boca de descarga es limitar la abertura del flujo abrasivo que se deposita en la tolva de descarga, durante el ensamble no presenta inconvenientes, y por ende su funcionamiento es adecuado.

Tabla 29.

Pruebas dimensionales de boca de descarga, plano: 1015.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	Ø300	Ø300	-0,025	0	no cumple
2	330	330	±2,5	0	no cumple
3	60	60,24	±1,2	+0,24	correcto
4	200	200	±2,5	+0	correcto

Al momento que se midió la altura de la tolva de descarga, se observó que la medida estaba fuera del rango de tolerancia, debido a una mala medición del superficie del sector circular antes del proceso de barolado y que por ende produce una abertura mínima de la superficie conjugada durante el proceso de soldadura, no se encontraron inconvenientes al

momento del ensamble de las superficies conjugadas (boca de descarga – tolva), por lo tanto su funcionamiento es adecuado.

Tabla 30.

Pruebas dimensionales de conjunto boquilla, plano: 3002.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	430	432	±2,5	+2	correcto
2	130	130	±2,5	0	correcto
3	76	76,53	±1,2	+0,53	correcto

Tabla 31.

Pruebas dimensionales de boquilla, plano: 3003.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia (mm)	Resultado
1	76	76,86	±1,2	+0,86	correcto
2	1,6	1,6	±0,4	0	correcto
3	50	50,75	±1	+0,75	correcto

Recolector de arena:

En el recolector de arena se tomara las dimensiones del plano:

- 5000

Las herramientas para medir serán: flexómetro y calibrador.

Tabla 32.

Pruebas dimensionales de recolector arena, plano: 5000.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia ∇ (mm)	Resultado
1	70	70,45	±1,2	+0,45	correcto
2	630	630	±3,6	0	correcto
3	170	40,76	±1	+0,76	correcto
4	70	70,78	±3,6	+0,78	correcto
5	420	421	±3,6	+1	correcto
6	900	900	±3,6	0	correcto
7	190	190	±3,6	0	correcto
8	40	40,88	±3,6	+0,88	correcto

Protecciones:

En las protecciones para el análisis dimensional se tomara en cuenta los planos:

- 8001
- 8002
- 8003

Las herramientas que se usaran son: flexómetro y calibrador digital.

Tabla 33.

Pruebas dimensionales de protección doblada, plano: 8001.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia ∇ (mm)	Resultado
1	910	912	$\pm 3,6$	+2	correcto
4	330	332	$\pm 3,6$	+2	correcto
8	200	202	$\pm 3,6$	+2	correcto

Tabla 34.

Pruebas dimensionales de protección lateral, plano: 8002.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia ∇ (mm)	Resultado
1	320	320	$\pm 2,3$	0	correcto
2	200	200	$\pm 2,3$	0	correcto

Tabla 35.

Pruebas dimensionales de protección larga, plano: 8003.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia ∇ (mm)	Resultado
5	730	732	$\pm 3,6$	+2	correcto
6	780	782	$\pm 3,6$	+2	correcto
7	910	912	$\pm 3,6$	+2	correcto
16	390	392	$\pm 3,6$	+2	correcto
17	$\varnothing 50$	$\varnothing 50,89$	$\pm 3,6$	+0,89	correcto
18	120	120,78	$\pm 3,6$	+0,78	correcto

Ventanas:

En las ventanas, para el análisis dimensional se tomara en cuenta los planos:

- 9000
- 1000

Las herramientas que se usaran son: flexómetro y calibrador digital.

Tabla 36.

Pruebas dimensionales de ventana izquierda, plano: 9000.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia ∇ (mm)	Resultado
1	450	452	$\pm 2,5$	+2	correcto
2	440	442	$\pm 2,5$	+2	correcto

Tabla 37.

Pruebas dimensionales de ventana derecha, plano: 10000.

No.	Valor nominal (mm)	Valor real (mm)	Tolerancia (mm)	Rango de diferencia ∇ (mm)	Resultado
1	420	420	$\pm 2,5$	0	correcto
2	440	440	$\pm 2,5$	0	correcto

4.3.2. Pruebas del equipo en vacío

Estas pruebas sirven para verificar el correcto funcionamiento de cada uno de los componentes del equipo de abrasión.

Las pruebas se realizaran encendiendo el equipo para detectar las posibles fallas, y de ser así encontrar las soluciones adecuadas, esta información la podemos encontrar en el manual de mantenimiento y operación del equipo de abrasión (ver anexo E).

4.3.2.1. Pruebas del sistema de transmisión

La verificación en el sistema de transmisión es la marcación de revoluciones de acuerdo a los procedimientos de la norma ASTM G-65 con una velocidad constante de salida del disco para abrasión de 200 ± 10 RPM.

Para realizar estas pruebas se utilizara los siguientes pasos:

- Arranque del motor eléctrico, mediante la activación del pulsador ON que está en el panel de control figura 158.



Figura 158. Panel de control de la máquina de abrasión.

- Inspección visual del sistema para verificar correcto funcionamiento del sistema de transmisión.
- Determinar el número de revoluciones para los procedimientos de la norma ASTM G-65, mediante la activación del sensor inductivo.
- Determinar la velocidad de salida en el disco 200 ± 10 RPM por medio del sensor inductivo y desplazo en display del panel de control.

En la tabla 38, se muestra el resultado de las pruebas de funcionamiento de los componentes del sistema de transmisión en vacío.

Tabla 38.

Verificación de pruebas en vacío sistema de transmisión.

Pasos	Acción	Resultado	
		Correcto	Incorrecto
Activación pulsador ON	Arranque del motor eléctrico	X	-
Inspección visual	Verificación de correcto funcionamiento del sistema	X	-
Conteo de número de revoluciones	Activación del sensor inductivo	X	-
Determinación de velocidad de salida del disco 200±10 RPM	Activación del sensor inductivo y conteo mostrado en display del panel de control	X	-

4.3.2.2. Análisis de las pruebas del sistema de transmisión

Los resultados obtenidos de las pruebas del sistema de transmisión, nos garantizan el correcto funcionamiento de las revoluciones de salida y número de vueltas del disco propuestos en la norma ASTM G-65.

Tabla 39.

Revoluciones del disco.

No.	Tiempo (min)	Número de RPM ASTM G-65	Numero de RPM Máquina	Tolerancia (RPM)	Rango de diferencia (RPM)	Resultado
1	1	200	202	±10	+2	Correcto
2	1	200	204	±10	+4	Correcto
3	1	200	200	±10	0	Correcto
4	1	200	204	±10	+4	Correcto
5	1	200	202	±10	+2	Correcto
6	1	200	204	±10	+4	Correcto
7	1	200	200	±10	0	Correcto
8	1	200	202	±10	+2	Correcto
9	1	200	200	±10	0	Correcto
10	1	200	204	±10	+4	Correcto

Media:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_{10}}{n}$$

$$\mu = \frac{202 + 204 + 200 + 204 + 202 + 204 + 200 + 202 + 200 + 204}{10}$$

$$\mu = 202,2$$

Varianza:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \mu)^2 = \frac{(a_1 - \mu)^2 + (a_2 - \mu)^2 + \dots + (a_{10} - \mu)^2}{n-1}$$

$$\sigma^2 = \frac{3 \cdot (-0,2)^2 + 3 \cdot (-2,2)^2 + 4 \cdot (1,8)^2}{10-1} = 3,066$$

Desviación estándar:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{3,066} = 1,7511$$

Tabla 40.

Distribución normal de revoluciones del disco.

No.	RPM Máquina	Distribución normal
1	200	0,087726519
2	200	0,087726519
3	200	0,087726519
4	202	0,321476851
5	202	0,321476851
6	202	0,321476851
7	204	0,087726519
8	204	0,087726519
9	204	0,087726519
10	204	0,087726519

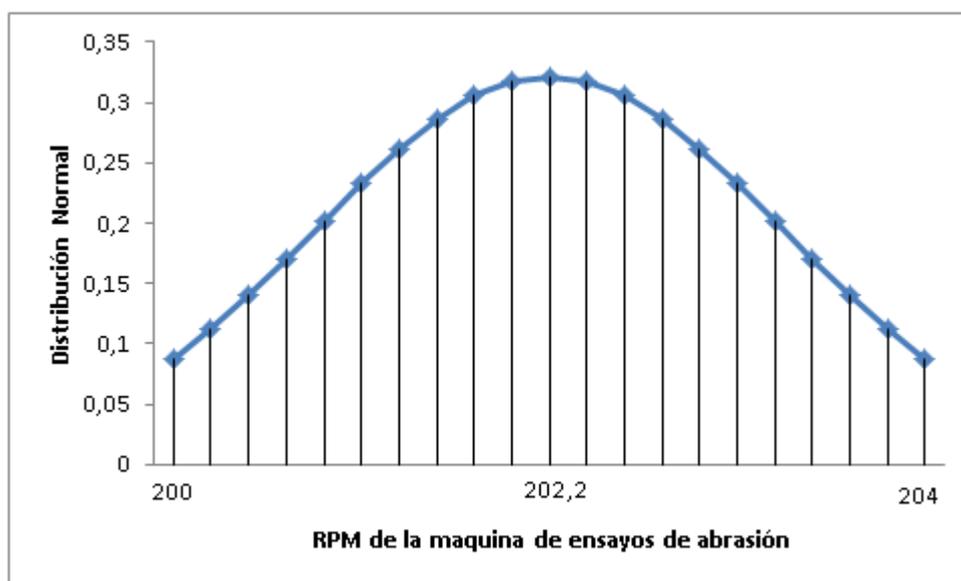


Figura 159. Distribución normal de revoluciones del disco.

Error:

$$e = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 = \frac{1,7511}{202,2} \times 100 = 0,866\%$$

De acuerdo a los datos medidos de las revoluciones de salida del disco, se obtuvo:

- Una desviación estándar de 1,7511 RPM, una media de 202,2 RPM y un error de 0,866%, que producen una confiabilidad del 95%.
- Durante el ensayo, las revoluciones de salida oscila entre 200 RPM y 204 RPM.
- Las revoluciones de salida que se obtienen (200 y 204 RPM), comparados con el rango de tolerancia que permite la norma ASTM G-65 (200 ± 10 N), son adecuados porque existe una muy baja variación por debajo del límite superior permitido (210 RPM) de revoluciones y por el límite óptimo de revoluciones (200 RPM).

4.3.2.3. Pruebas de dureza del disco recubierto de caucho

Las pruebas de dureza para el disco recubierto de caucho se llevaron a cabo bajo la ASTM D-2240, que explica, que se deben realizar 4 mediciones en forma perpendicular sobre la superficie del caucho como en la figura 160, con un durómetro de comparador de reloj.



Figura 160. Pruebas de dureza shore A

Para las 4 mediciones tomadas el valor de la dureza SHORE A fue de 60 shore, que de acuerdo a los requerimientos de la norma ASTM G-65, el disco esta calibrado para el ensayo de abrasión.

4.3.2.4. Pruebas del brazo de palanca

Dentro de los parámetros de la norma ASTM G-65, la fuerza de impacto debe ser de $130 \text{ N} \pm 3,9 \text{ N}$ ($30 \text{ Lb} \pm 0,9 \text{ Lb}$), para comprobar dicha fuerza se colocó un dinamómetro durante el ensayo en el extremo del contrapeso y probeta como la figura 158 y 159.



Figura 161. Pruebas de fuerza para brazo de palanca con dinamómetro.



Figura 162. Pruebas de fuerza para brazo de palanca con dinamómetro en extremo probeta.

4.3.2.5. Análisis de pruebas del brazo de palanca

Se tomaron 10 medidas durante 1 min, tiempo en el cual se alcanza la velocidad de salida, pedida por la norma ASTM G-65.

Mediante el análisis del diagrama de cuerpo libre del brazo de palanca se obtuvo que la masa del contrapeso para generar $130 \text{ N} \pm 3,9 \text{ N}$ de $12,6 \text{ kg} \pm 0,38 \text{ kg}$.

Tabla 41.

Resultados de pruebas de la masa del contrapeso.

No.	RPM de máquina	Masa teórica (kg)	Masa real (kg)	Tolerancia (kg)	Rango de diferencia (kg)	Resultado
1	200	12,60	12,60	$\pm 0,38$	0	correcto
2	200	12,60	12,62	$\pm 0,38$	+0,02	correcto
3	200	12,60	12,61	$\pm 0,38$	+0,01	correcto
4	200	12,60	12,60	$\pm 0,38$	0	correcto
5	200	12,60	12,60	$\pm 0,38$	0	correcto
6	200	12,60	12,62	$\pm 0,38$	+0,02	correcto
7	200	12,60	12,61	$\pm 0,38$	+0,01	correcto
8	200	12,60	12,60	$\pm 0,38$	+0	correcto
9	200	12,60	12,62	$\pm 0,38$	+0,02	correcto
10	200	12,60	12,60	$\pm 0,38$	0	correcto

Media:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_{10}}{n}$$

$$\mu = \frac{12,60 + 12,62 + 12,61 + 12,60 + 12,60 + 12,62 + 12,61 + 12,60 + 12,62 + 12,60}{10}$$

$$\mu = 12,608$$

Varianza:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \mu)^2 = \frac{(a_1 - \mu)^2 + (a_2 - \mu)^2 + \dots + (a_{10} - \mu)^2}{n-1}$$

$$\sigma^2 = \frac{5 \cdot (-0,008)^2 + 3 \cdot (0,012)^2 + 2 \cdot (0,002)^2}{10-1} = 8,44 \times 10^{-5}$$

Desviación estándar:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{8,44 \times 10^{-5}} = 0,00918$$

Tabla 42.

Resultados de pruebas de la masa del contrapeso.

No.	Masa (Kg)	Distribución normal
1	12,60	17,54530384
2	12,60	17,54530384
3	12,60	17,54530384
4	12,60	17,54530384
5	12,60	17,54530384
6	12,61	64,29537017
7	12,61	64,29537017
8	12,62	17,54530384
9	12,62	17,54530384
10	12,62	17,54530384

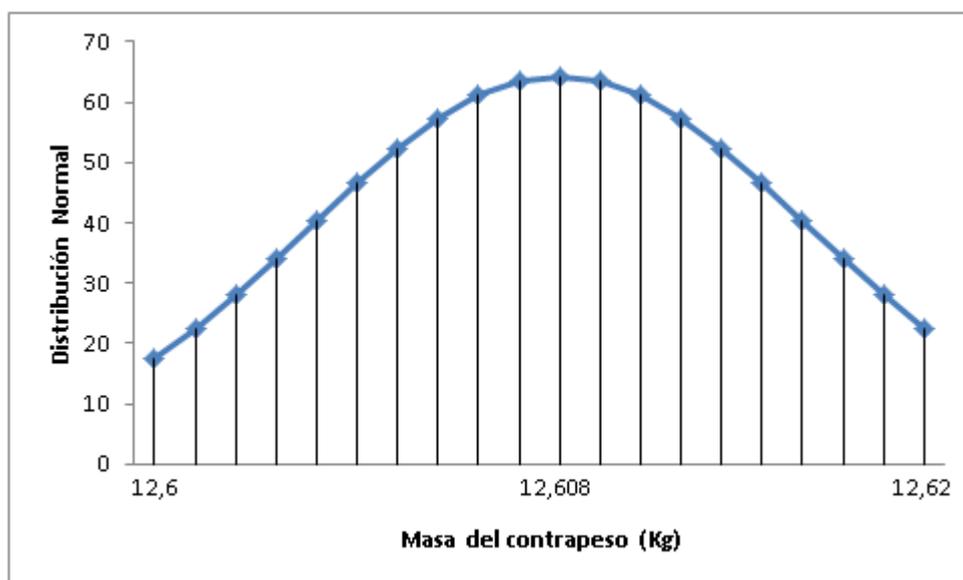


Figura 163. Distribución normal de pruebas de masa del contrapeso.

Error:

$$e = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 = \frac{0,009188}{12,608} \times 100 = 0,072\%$$

De acuerdo a los datos medidos de la masa del contrapeso durante el ensayo de desgaste de abrasión, se obtuvo:

- Una desviación estándar de 0,009188 kg, una media de 12,608 kg y un error de 0,072%, que producen una confiabilidad del 95%.
- Durante el ensayo de abrasión, la masa va a oscilar entre 12,60 kg y 12,62 kg, produciendo una rango de fuerza de impacto 130 y 130,15 N.
- Los rangos de fuerza que se obtienen (130 y 130,15 N), comparados con el rango de tolerancia que permite la norma ASTM G-65 (130±3,9 N), son adecuados.

Tabla 43.

Resultados de pruebas de fuerza de impacto.

No.	Fuerza impacto teórica de la norma ASTM G-65 (N)	Fuerza real (N)	Tolerancia (N)	Rango de diferencia (N)	Resultado
1	130	130,6	±3,9	+0,6	correcto
2	130	129,8	±3,9	-0,2	correcto
3	130	130	±3,9	0	correcto
4	130	129,7	±3,9	-0,3	correcto
5	130	130	±3,9	0	correcto
6	130	131	±3,9	+1	correcto
7	130	130	±3,9	0	correcto
8	130	129,7	±3,9	-0,3	correcto
9	130	129,8	±3,9	-0,2	correcto
10	130	129,7	±3,9	-0,3	correcto

Media:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_{10}}{n}$$

$$\mu = \frac{130,6 + 129,8 + 130 + 129,7 + 130 + 131 + 130 + 129,7 + 129,8 + 129,7}{10}$$

$$\mu = 130,03$$

Varianza:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \mu)^2 = \frac{(a_1 - \mu)^2 + (a_2 - \mu)^2 + \dots + (a_{10} - \mu)^2}{n-1}$$

$$\sigma^2 = \frac{3 \cdot (-0,33)^2 + 2 \cdot (-0,23)^2 + 3 \cdot (-0,03)^2 + (0,57)^2 + (0,97)^2}{10-1} = 0,1889$$

Desviación estándar:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{0,1889} = 0,4347$$

Tabla 44.

Distribución normal de pruebas de fuerza de impacto.

No.	Fuerza (N)	Distribución normal
1	129,7	0,269927751
2	129,7	0,269927751
3	129,7	0,269927751
4	129,8	0,430818464
5	129,8	0,430818464
6	130	0,803569298
7	130	0,803569298
8	130	0,803569298
9	130,6	0,803569298
10	131	0,269927751

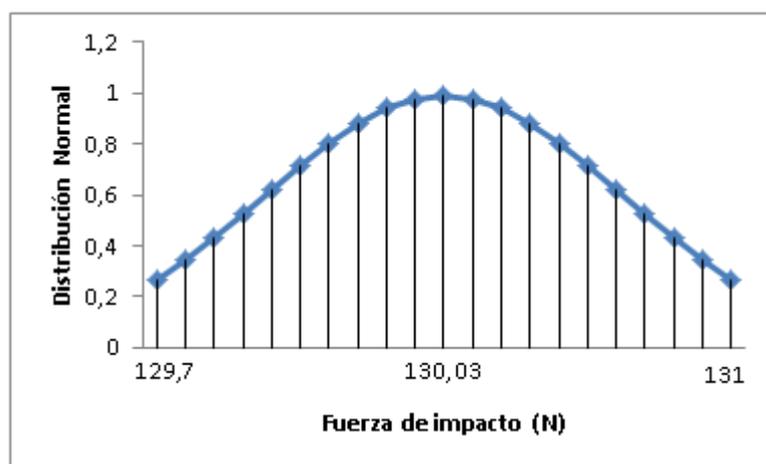


Figura 164. Distribución normal de pruebas de fuerza de impacto.

Error:

$$e = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 = \frac{0,4347}{130,03} \times 100 = 0,334\%$$

De acuerdo a los datos medidos de la fuerza de impacto, se obtuvo:

- Una desviación estándar de 0,4347 N, una media de 130,03 N y un error de 0,334%, y una distribución normal $\mu \pm 2\sigma$ y confiabilidad del 95%.
- Durante el ensayo de abrasión, la fuerza va a oscilar entre 129,7 N y 131 N, que comparados con los valores de tolerancia de fuerza de impacto permite la norma ASTM G-65 ($130 \pm 3,9$ N), son adecuados.

4.3.2.6. Pruebas del sistema de llenado y de transporte de arena abrasiva

Para comprobar el sistema de llenado y de transporte trabaje dentro de los parámetros establecidos en el diseño realizamos los siguientes pasos:

- Verificación de la capacidad máxima (20 litros) de la tolva de descarga con el abrasivo (arena AFS 50/70), dado en la norma ASTM G-65.
- Paso del abrasivo mediante la abertura de la válvula de bola.
- Verificamos la velocidad del flujo mediante toma del tiempo de bajada del abrasivo a través de la boquilla.

Tabla 45.

Verificación de pruebas en vacío sistema de llenado.

Pasos	Acción	Resultado	
		Correcto	Incorrecto
Verificación capacidad máxima de la tolva de descarga (20 lts)	Colocar arena 50/70 AFS	X	-
Paso del abrasivo	Abertura de la válvula de bola	X	-
Verificación de velocidad del flujo	Toma de tiempo de caída el abrasivo a través de la boquilla	X	-

- Verificación de la capacidad máxima de la tolva carga con el abrasivo (arena AFS 50/70), dado en la norma ASTM G-65.
- Paso de flujo de aire mediante abertura válvula de compuerta.
- Verificamos la velocidad del flujo y caudal de aire mediante el uso del anemómetro al final de salida de tubería.

En la tabla 46 se muestra el resultado de las pruebas obtenidas

Tabla 46.

Verificación de pruebas en vacío transportación de arena.

Pasos	Acción	Resultado	
		Correcto	Incorrecto
Verificación capacidad máxima de la tolva de carga	Colocar arena 50/70 AFS	X	-
Paso de aire	Abertura de la válvula de compuerta	X	-
Verificación de velocidad y caudal del flujo de aire	Colocar anemómetro a salida de tubería	X	-

4.3.2.7. Análisis de las pruebas del sistema de llenado y transporte de arena

El sistema de llenado cumple los parámetros establecidos por la norma ASTM G-65:

- Una capacidad de volumen de 19,2 lts para la arena abrasiva AFS 50/70.
- Un flujo laminar de arena abrasiva de 300 g/min a 400 g/min.

Las tabla 47 y 48, muestran el funcionamiento del sistema de llenado de acuerdo al caudal de la norma ASTM G-65.

Tabla 47.

Calibración del caudal de arena del sistema de llenado.

No.	Caudal arena ASTM G-65 (g/min)	Tiempo (min)	Caudal arena Máquina (g/min)	Tiempo (min)	Resultado
1	300-400	1	400	1,05	No cumple
2	300-400	1	390	1,04	No cumple
3	300-400	1	380	1,03	No cumple
4	300-400	1	370	1,02	No cumple
5	300-400	1	360	1,01	No cumple
6	300-400	1	350	1	Cumple
7	300-400	1	340	58 s	No cumple
8	300-400	1	330	56 s	No cumple
9	300-400	1	320	53 s	No cumple
10	300-400	1	310	52 s	No cumple
11	300-400	1	300	50 s	No cumple

Tabla 48.

Resultados de pruebas de caudal de arena del sistema de llenado.

No.	Tiempo (min)	Caudal arena ASTM G-65 (g/min)	Caudal arena Máquina (g/min)	Rango de diferenci a (g/min)	Resultado
1	1	350	350	0	correcto
2	1	350	350	0	correcto
3	1	350	350	0	correcto
4	1	350	350	0	correcto
5	1	350	351	1	correcto
6	1	350	351	1	correcto
7	1	350	350	0	correcto
8	1	350	352	2	correcto
9	1	350	350	0	correcto
10	1	350	352	2	correcto

Media:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_{10}}{n}$$

$$\mu = \frac{350 + 350 + 350 + 350 + 351 + 351 + 350 + 352 + 350 + 352}{10}$$

$$\mu = 351,2$$

Varianza:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \mu)^2 = \frac{(a_1 - \mu)^2 + (a_2 - \mu)^2 + \dots + (a_{10} - \mu)^2}{n-1}$$

$$\sigma^2 = \frac{6 \cdot (-1,2)^2 + 2 \cdot (-0,2)^2 + 2 \cdot (-0,8)^2}{10 - 1} = 1,1111$$

Desviación estándar:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{1,1111} = 1,054$$

Tabla 49.

Distribución normal de pruebas del caudal de arena.

No.	Caudal de arena (m ³ /s)	Distribución normal
1	350	0,175453038
2	350	0,175453038
3	350	0,175453038
4	350	0,175453038
5	350	0,175453038
6	350	0,175453038
7	351	0,642953702
8	351	0,642953702
9	352	0,175453038
10	352	0,175453038

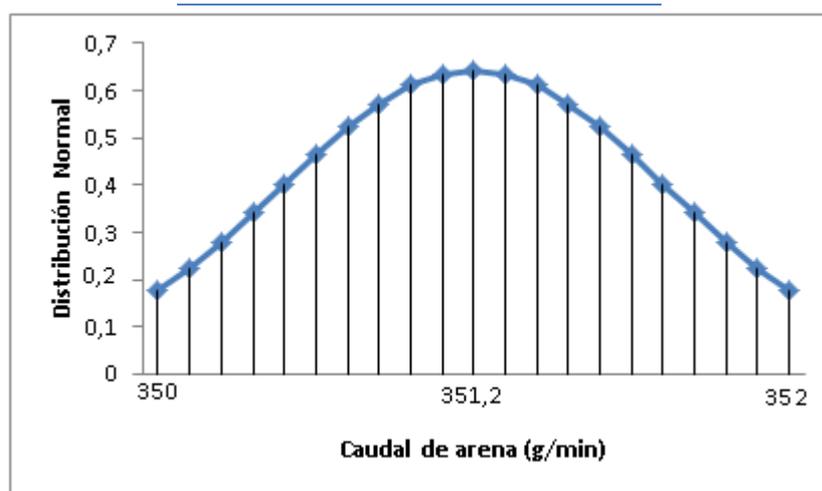


Figura 165. Distribución normal de pruebas de caudal de arena.

Error:

$$e = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 = \frac{1,054}{351,2} \times 100 = 0,30\%$$

De acuerdo a los datos medidos de la fuerza de impacto, se obtuvo:

- Una desviación estándar de 1,054 g/min, una media de 351,2 g/min y un error típico de 0,3%, y una confiabilidad del 95%.
- Durante las pruebas de caudal, se obtuvo un flujo abrasivo que oscila entre 350 g/min a 352 g/min, que comparados con los valores de tolerancia de la norma ASTM G-65 (300 a 400 g/min), son adecuados.

Tabla 50.

Resultados de pruebas de caudal de aire.

N°	Presión (KPa)	Caudal teórico (m ³ /s)	Caudal real (m ³ /s)	Rango de diferencia ∇(m ³ /s)	Resultado
1	1,827	0,0304	0,03032	0,00008	Correcto
2	1,827	0,0304	0,03036	0,00004	Correcto
3	1,827	0,0304	0,0303	0,00001	Correcto
4	1,827	0,0304	0,03042	0,00002	Correcto
5	1,827	0,0304	0,03046	0,00006	Correcto
6	1,827	0,0304	0,03026	0,00014	Correcto
7	1,827	0,0304	0,0304	0	Correcto
8	1,827	0,0304	0,0302	0,00002	Correcto
9	1,827	0,0304	0,03036	0,00004	Correcto
10	1,827	0,0304	0,03046	0,00006	Correcto

Media:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_{10}}{n}$$

$$\mu = \frac{0,03032 + 0,03036 + 0,0303 + \dots + 0,0302 + 0,03036 + 0,030346}{10}$$

$$\mu = 0,030354$$

Varianza:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \mu)^2 = \frac{(a_1 - \mu)^2 + (a_2 - \mu)^2 + \dots + (a_{10} - \mu)^2}{n-1}$$

$$\sigma^2 = \frac{(-0,000034)^2 + (-0,000006)^2 + \dots + (0,000106)^2}{10 - 1} = 7,29 \times 10^{-9}$$

Desviación estándar:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{7,29 \times 10^{-9}} = 8,54 \times 10^{-5}$$

Tabla 51.

Distribución normal de pruebas del caudal de aire.

No.	Caudal (m ³ /s)	Distribución normal
1	0,0302	1349,638757
2	0,03026	3574,634535
3	0,0303	4695,432444
4	0,03032	4881,981852
5	0,03036	4400,222689
6	0,03036	4400,222689
7	0,0304	3098,771678
8	0,03042	2617,38213
9	0,03046	1349,638757
10	0,03046	1349,638757

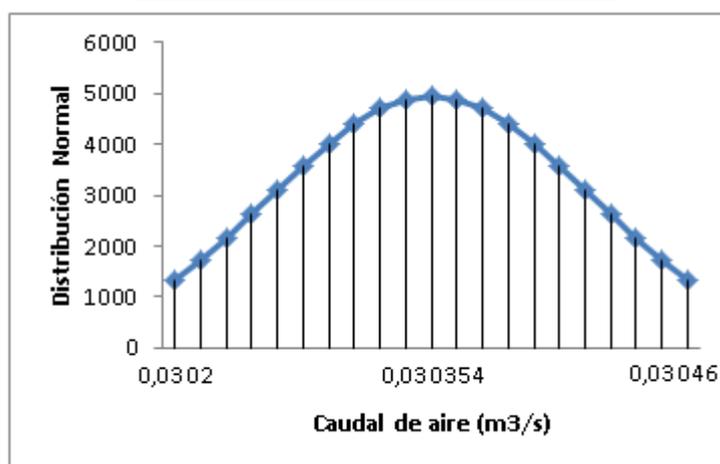


Figura 166. Distribución normal de pruebas de caudal de aire.

Fuente: Elaborado por (Chávez, Jhonny)

Error:

$$e = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 = \frac{8,54 \times 10^{-5}}{0,030354} \times 100 = 0,28\%$$

De acuerdo a los datos medidos del caudal de aire, se obtuvo:

- Una desviación estándar de $2,7 \times 10^{-5}$ m³/s, una media de 0,030354 m³/s y un error típico de 0,28%, y una confiabilidad del 95%.
- Durante las pruebas de caudal de aire, se obtuvo un flujo que oscila entre 0,0302 m³/s a 0,03046 m³/s, que comparados con el caudal teórico 0,0304 m³/s a una velocidad de 15 m/s, existe una ligera desviación, pero las recomendaciones para el diseño de un transporte neumático de sólidos va desde 6 m/s a 20 m/s produciendo un caudal de 0,3048 m³/s a 1,016 m³/s, por lo que los datos medidos son adecuados para transportar el abrasivo con el caudal de aire medido.

Tabla 52.

Resultados de pruebas de velocidad del aire.

N°	Velocidad Teórica del aire (m/s)	Velocidad Real del aire (m/s)	Rango de diferencia (m/s)	Resultado
1	15	14,96	0,04	Correcto
2	15	14,98	0,02	Correcto
3	15	14,95	0,05	Correcto
4	15	15,01	0,01	Correcto
5	15	15,03	0,03	Correcto
6	15	14,93	0,07	Correcto
7	15	15	0	Correcto
8	15	14,96	0,04	Correcto
9	15	14,98	0,02	Correcto
10	15	15,03	0,03	Correcto

Media:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_{10}}{n}$$

$$\mu = \frac{14,96 + 14,98 + 14,95 + 15,01 + 15,03 + 14,93 + 15 + 14,96 + 14,98 + 15,03}{10}$$

$$\mu = 14,983$$

Varianza:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \mu)^2 = \frac{(a_1 - \mu)^2 + (a_2 - \mu)^2 + \dots + (a_{10} - \mu)^2}{n-1}$$

$$\sigma^2 = \frac{2(-0,023)^2 + 2(-0,003)^2 + \dots + (0,047)^2}{10 - 1} = 1,156 \times 10^{-3}$$

Desviación estándar:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{1,156 \times 10^{-3}} = 0,034$$

Tabla 53.

Distribución normal de pruebas de velocidad del aire.

No.	Velocidad Real del aire (m/s)	Distribución normal
1	14,93	3,509060767
2	14,95	8,056806363
3	14,96	10,44640087
4	14,96	10,44640087
5	14,98	12,85907403
6	14,98	12,85907403
7	15	10,44640087
8	15,01	8,056806363
9	15,03	3,509060767
10	15,03	3,509060767

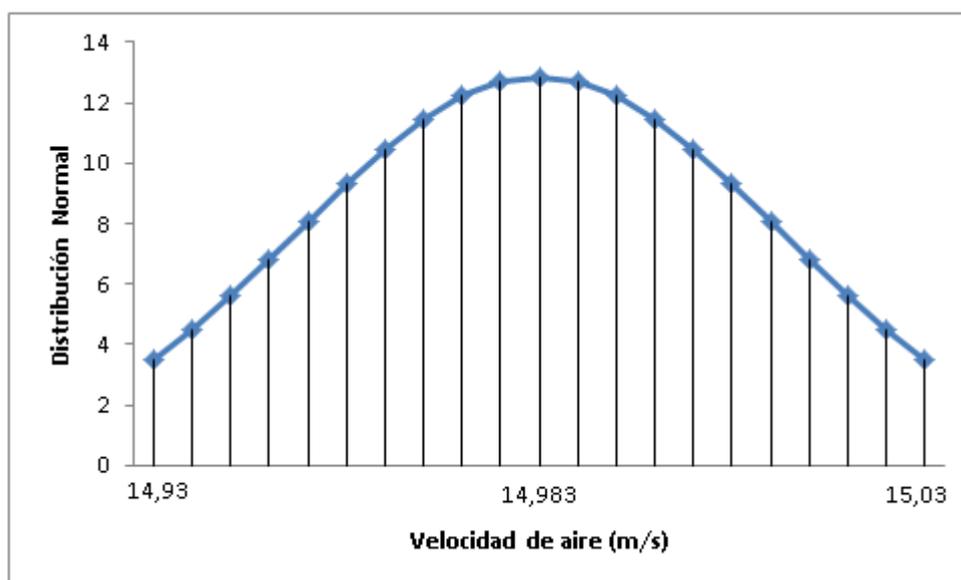


Figura 167. Distribución normal de pruebas de velocidad del aire.

Error:

$$e = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 = \frac{0,034}{14,983} \times 100 = 0,226\%$$

De acuerdo a los datos medidos de la velocidad de aire, se obtuvo:

- Una desviación estándar de 0,034 m/s, una media de 14,983 m/s y un error de 0,226%, y una confiabilidad del 95%.
- Durante las pruebas de la velocidad del aire, se obtuvo un margen entre 14,93 m/s y 15,03 m/s, al comparar con la velocidad teórica 15 m/s, esta desviación es ligera, y de acuerdo a las recomendaciones de velocidad para transporte neumático de sólidos de 6 m/s a 20 m/, encontramos que los datos medidos son adecuados para el funcionamiento.

4.3.2.7. Pruebas del equipo con probeta acero AISI 4340 de ensayo

Una vez comprobado que el equipo trabaja adecuadamente, se realizará el ensayo de abrasión descrito como en la norma ASTM G-65 procedimiento E con la probeta de acero AISI 4340. Además se realizara ensayos de microscopia electrónica de barrido, microscopia metalúrgica y medición de profundidad del desgaste por medio de micrómetro.

4.3.2.8. Prueba de abrasión procedimiento E de la norma ASTM G-65

Los parámetros que se consideran dentro del procedimiento E, de la norma ASTM G-65 son:

- Fuerza de impacto: $130 \pm 3,9$ N
- Revoluciones del disco: 1000
- Tiempo del ensayo de abrasión procedimiento E: 5 minutos

- Material: AISI 4340
- Dimensiones de la probeta: 76x25x12,7 mm
- Tratamiento térmico de la probeta: normalizado
- Acabado: Pulido espejo de la probeta

Pesar la probeta antes y después de someter al ensayo de abrasión

Los pasos para realizar el ensayo de abrasión se describen a continuación.

- Se pesa la probeta de 76x25x12,7 mm de acero AISI 4340 en una balanza electrónica, con apreciación de 0,01 g



Figura 168. Balanza electrónica.

Fuente: Laboratorios de Mecánica de Suelos (ESPE)

- Se realiza el pulido espejo de la probeta con el fin de obtener una alta resolución en la visualización luego del ensayo de abrasión.
-



Figura 169. Pulido espejo de probeta.

Fuente: Laboratorios de Metal urgía (ESPE)

- Posteriormente la probeta es llevada y adecuada sobre el portaprobetas de la máquina de ensayos de abrasión, y sometida al ensayo.



Figura 170. Sujeción de probeta AISI 4340 en portaprobetas.



Figura 171. Colocación contrapeso.



Figura 172. Ensayo de abrasión.

- Se extrae la probeta ensayada, y se pesa para verificar la diferencia de masa perdida durante el ensayo de abrasión.



Figura 173. Probeta AISI 4340 ensayada.



Figura 174. Peso de probeta luego del ensayo de abrasión.

4.3.2.9. Análisis de la prueba de abrasión, procedimiento E de la norma ASTM G-65

Se llevó a cabo 10 ensayos de abrasión con el procedimiento E y la probeta de acero AISI 4340, como indica la norma ASTM G-65, y se evaluó cada probeta por medio de la pérdida de masa durante el ensayo, como se puede observar en la tabla 54 y 55, a continuación se presenta el valor óptimo de volumen desgastado que propone la norma.

Volumen de la probeta de acero AISI 4340 óptimo:

$$V_{probeta} = a \times l \times E$$

$$V_{probeta} = 2,5 \text{ cm} \times 7,6 \text{ cm} \times 1,27 \text{ cm} = 24,13 \text{ cm}^3$$

$$\delta_{AISI\ 4340} = \frac{m}{V_{probeta}}$$

$$\delta_{AISI\ 4340} = 7,83 \text{ g/cm}^3$$

Masa optima:

$$m = 7,83 \text{ g/cm}^3 \times 24,13 \text{ cm}^3 = 188,9379 \text{ g}$$

Volumen de desgaste abrasivo optimo

$$\delta_{AISI\ 4340} = \frac{m}{V_{probeta}}$$

$$\delta_{AISI\ 4340} = 7,83 \text{ g/cm}^3$$

$$V_{probeta} = \frac{0,3836 \text{ g}}{7,83 \text{ g/cm}^3} = 0,049 \text{ cm}^3 = 49 \text{ mm}^3$$

Tabla 54.

Datos 1 de ensayo de abrasión.

Numero de Ensayos	1	2	3	4	5
Fuerza de Impacto	130 N				
Revoluciones Disco	1000	1000	1000	1000	1000
Flujo de Arena, g/min	350	350	350	350	350
Masa Inicial, g	188,93	188,92	188,93	188,92	188,93
Masa Final, g	188,55	188,52	188,53	188,54	188,53
Masa perdida, g	0,39	0,39	0,38	0,38	0,37
Densidad, g/cm ³	7,83	7,83	7,83	7,83	7,83
Volumen perdido (masa perdida/densidad)x1000, mm ³	49,8	49,8	48,53	48,53	47,25
Ajuste de volumen perdido, mm ³	49,8	49,8	48,53	48,53	47,25

Tabla 55.

Datos del ensayo de abrasión 2.

Numero de Ensayos	6	7	8	9	10
Fuerza de Impacto	130 N				
Revoluciones Disco	1000	1000	1000	1000	1000
Flujo de Arena, g/min	350	350	350	350	350
Masa Inicial, g	188,94	188,93	188,92	188,93	188,92
Masa Final, g	188,55	188,55	188,54	188,56	188,55
Masa perdida, g	0,39	0,38	0,38	0,37	0,37
Densidad, g/cm ³	7,83	7,83	7,83	7,83	7,83
Volumen perdido (masa perdida/densidad)x1000, mm ³	49,8	48,53	48,53	47,25	47,25
Ajuste de volumen perdido, mm ³	49,8	48,53	48,53	47,25	47,25

Media:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_{10}}{n}$$

$$\mu = \frac{49,8 + 49,8 + 48,53 + 48,53 + 47,25 + 49,8 + 48,53 + 48,53 + 47,25 + 47,25}{10}$$

$$\mu = 48,527$$

Varianza:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \mu)^2 = \frac{(a_1 - \mu)^2 + (a_2 - \mu)^2 + \dots + (a_{10} - \mu)^2}{n-1}$$

$$\sigma^2 = \frac{3(1,273)^2 + 4(0,003)^2 + 3(-1,277)^2}{10-1} = 1,0837$$

Desviación estándar:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{1,0837} = 1,041$$

Tabla 56.

Distribución normal de pruebas de la probeta de acero AISI 4340.

No.	Volumen perdido (mm ³)	Distribución normal
1	47,25	0,137610226
2	47,25	0,137610226
3	47,25	0,137610226
4	48,53	0,504277413
5	48,53	0,504277413
6	48,53	0,504277413
7	48,53	0,504277413
8	49,8	0,137610226
9	49,8	0,137610226
10	49,8	0,137610226

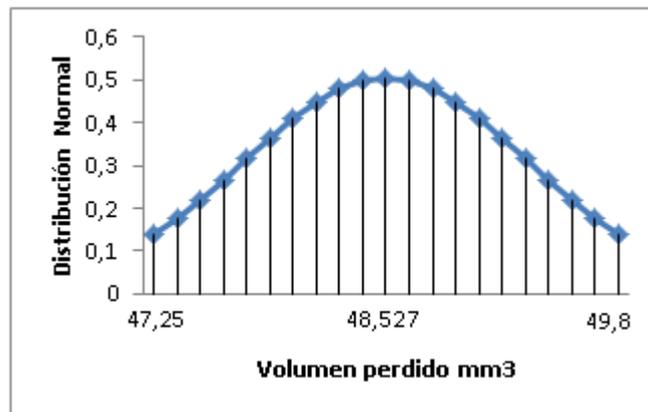


Figura 175. Distribución normal de volumen perdido.



Figura 176. Probetas desgastadas AISI 4340.

Error:

$$e\% = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 = \frac{1,041}{48,527} \times 100 = 2,145\%$$

Durante la prueba del ensayo de abrasión de acuerdo al procedimiento E de la norma ASTM G-65, para la probeta de acero AISI 4340, se obtuvo:

- De los 10 ensayos realizados una media de desgaste de $48,527 \text{ mm}^3$ con una desviación estándar de $1,041 \text{ mm}^3$, que con referencia al rango de volumen perdido permitido por la norma ASTM G-65 ($49 \pm 2 \text{ mm}^3$), son adecuados.
- Un error de 2,145%, con respecto al volumen perdido óptimo durante el ensayo de abrasión, por lo cual la máquina de ensayos de abrasión califica para el procedimiento E.

4.3.2.10. Cálculo de coeficiente K y profundidad de desgaste abrasivo

Para el cálculo del coeficiente de desgaste, se tomará en cuenta la ecuación del libro de “*Diseño de Máquinas de Robert L. Norton*”.

$$V = K \frac{F \cdot l}{H}$$

Dónde:

V = volumen de desgaste en (mm^3)

K = coeficiente de desgaste

F = fuerza aplicada, normal o perpendicular (N)

l = longitud de deslizamiento (mm)

H = dureza del material (HB, HV)

$$48,527 \text{ mm}^3 = K \frac{130 [N] \cdot 718000 \text{ mm}}{280 \text{ HB}}$$

$$K = 0,000145$$

Este coeficiente de desgaste, es un valor adimensional que presenta el acero AISI 4340 a la abrasión.

Para el cálculo de la profundidad de desgaste, también se toma la ecuación del libro de “*Diseño de Máquinas de Robert L. Norton*”.

$$d = K \frac{F \cdot l}{H \cdot A_a}$$

Dónde:

d = profundidad de desgaste (mm)

K = coeficiente de desgaste

F = fuerza aplicada, normal o perpendicular (N)

l = longitud de deslizamiento (mm)

H = dureza del material (HB, HV)

A_a = área de contacto aparente en la interfaz (mm²)

$$d = 0,000145 \cdot \frac{130 [N] \cdot 718000 \text{ mm}}{280 [HB] \cdot (12,7 \times 25) \text{ mm}^2} = 0,1522 \text{ mm} (152,22 \mu\text{m})$$

4.3.2.11. Prueba de profundidad del desgaste abrasivo por medio de comparador de reloj

Para la medición de la profundidad del desgaste abrasivo, de las 10 probetas ensayadas se tomaron 5 medidas por cada una con el comparador de reloj, que tiene una apreciación de 0,01 mm, como se observa en la figura 174.



Figura 177. Medición de profundidad del desgaste abrasivo en probeta AISI 4340.

Fuente: Laboratorio de Metrología (ESPE)



Figura 178. Comparador de reloj.

Fuente: Laboratorio de Metrología (ESPE)

4.3.2.12. Análisis de prueba de profundidad del desgaste abrasivo con comparador de reloj

Luego de tomar las 5 medidas por cada probeta como en la figura 176, se analiza cuanto es la profundidad máxima de desgaste en el centro de la muesca provocada por el impacto del abrasivo contra el material AISI 4340

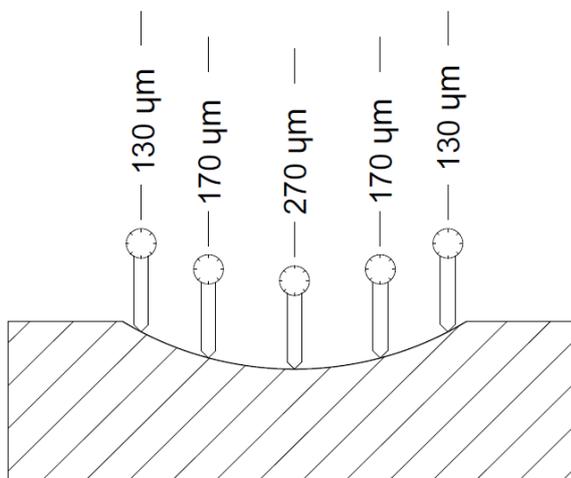


Figura 179. Medición de la profundidad del desgaste abrasivo.

Tabla 57.

Profundidad máxima de desgaste abrasivo.

No.	Descripción	Material	Masa perdida de desgaste abrasivo (g)	Profundidad de desgaste (µm)
1	Probeta 1	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,39	270
2	Probeta 2	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,39	270
3	Probeta 3	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,38	263
4	Probeta 4	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,38	263
5	Probeta 5	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,37	257
6	Probeta 6	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,39	270
7	Probeta 7	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,38	263
8	Probeta 8	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,38	263
9	Probeta 9	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,37	257
10	Probeta 10	AISI 4340, 76x25x12,7 mm	0,37	257

Media:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_{10}}{n}$$

$$\mu = \frac{270 + 270 + 263 + 263 + 257 + 270 + 263 + 263 + 257 + 257}{10}$$

$$\mu = 263,3$$

Varianza:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \mu)^2 = \frac{(a_1 - \mu)^2 + (a_2 - \mu)^2 + \dots + (a_{10} - \mu)^2}{n-1}$$

$$\sigma^2 = \frac{3(6,7)^2 + 4(-0,3)^2 + 3(-6,3)^2}{10-1} = 28,23$$

Desviación estándar:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{28,23} = 5,31$$

Tabla 58.

Distribución normal de profundidad de desgaste.

No.	Profundidad de desgaste (μm)	Distribución normal
1	257	0,026992775
2	257	0,026992775
3	257	0,026992775
4	263	0,098915954
5	263	0,098915954
6	263	0,098915954
7	263	0,098915954
8	270	0,026992775
9	270	0,026992775
10	270	0,026992775

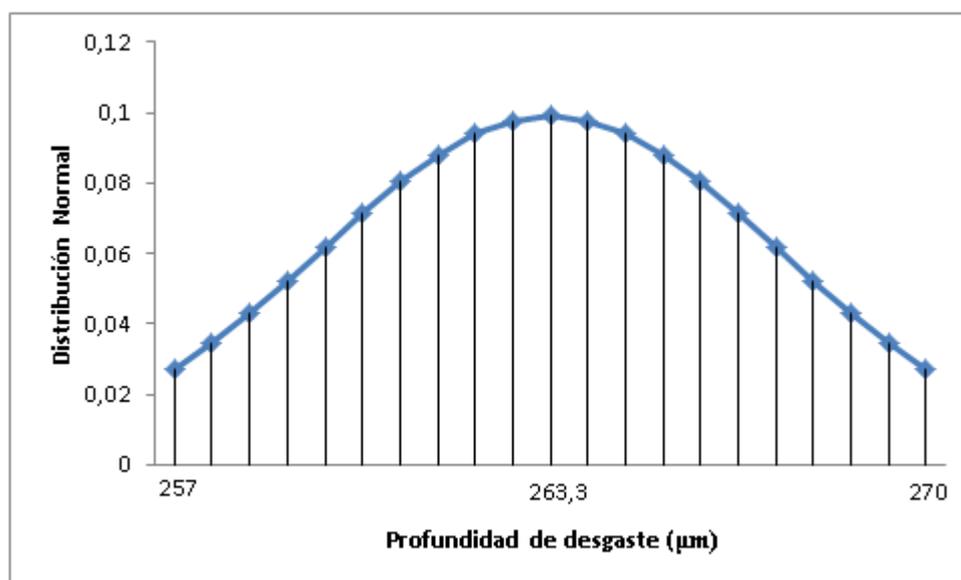


Figura 180. Distribución normal de profundidad del desgaste abrasivo.

Error:

$$e\% = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 = \frac{5,31}{263,3} \times 100 = 2,016\%$$

Para las mediciones de profundidad después del ensayo de abrasión se obtuvieron los siguientes datos:

- Una media de profundidad de desgaste de 263,3 μm , una desviación estándar de 5,31 μm , y un error de 2,016%, de los datos medidos.
- El rango de profundidad varía entre 257 μm y 270 μm , rangos que se obtienen por la pérdida de volumen a la abrasión al procedimiento E de la norma ASTM G-65

4.3.2.13. Prueba metalográfica con microscopio metalúrgico

Esta prueba permite analizar los efectos que produce el desgaste abrasivo en el material, y también nos permite medir más exactamente la profundidad del desgaste por medio de un corte transversal en el centro de la probeta como indica la figura 178.



Figura 181. Probeta AISI 4340 cortada transversalmente.

4.3.2.14. Análisis de prueba metalográfica con microscopio metalúrgico

Durante la microscopía se encontraron defectos como grietas, rajaduras y cráteres como se pueden observar en la siguiente figura.

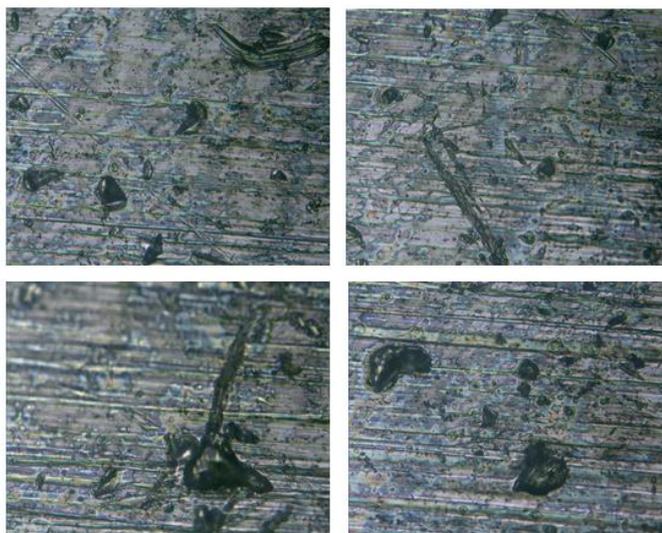


Figura 182. Microscopía metalúrgica acero AISI 4340.

Fuente: Laboratorio de Metalurgia (ESPE)

Se puede observar claramente que los defectos producidos por el desgaste abrasivo impactan sobre la superficie del acero AISI 4340, generando una reducción de masa en el material, estas rajaduras producidas, internamente están conformadas por un sin número de cráteres, pero este microscopio no permite dimensionar el tamaño de los mismos.

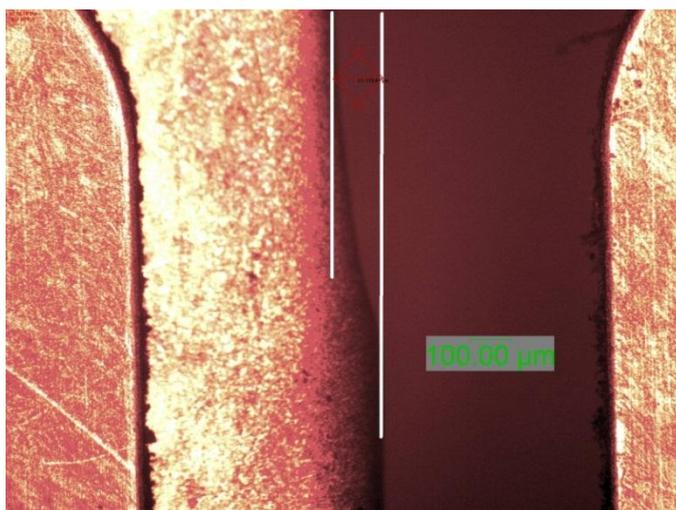


Figura 183. Medición del desgaste por microscopía metalúrgica acero AISI 4340.

Fuente: Laboratorio de Metalurgia (ESPE)

La medición de profundidad del desgaste abrasivo, dio como resultado 160 μm , este valor es más exacto ya que el microscopio metalúrgico consta con una apreciación de 0,001 μm .

4.3.2.15. Prueba de microscopía electrónica de barrido

Esta prueba se realizó con el fin de conocer tamaño de los cráteres producidos por el desgaste abrasivo al igual que la profundidad total causada durante el ensayo.

El ensayo descrito se lo realizo en los laboratorios de Biotecnología de la Escuela Politécnica del Ejército, bajo los parámetros especificados por el mismo laboratorio.

El equipo y materiales utilizados durante la prueba de microscopia electrónica de barrido fueron:

- Microscopio electrónico de barrido MIRA3 TESCAN
- Alcohol
- Paños

La probeta de acero AISI 4340 primero fue limpiada con alcohol, luego se colocó en el plato giratorio del microscopio electrónico de barrido.



Figura 184. Microscopio electrónico de barrido MIRA3 TESCAN.

Fuente: Laboratorio de Biotecnología (ESPE)



Figura 185. Colocación de probeta AISI 4340 en microscopio electrónico de barrido MIRA3 TESCAN.

Fuente: Laboratorio de Biotecnología (ESPE)

Una vez colocado la probeta en el plato giratorio del microscopio, se genera la atmosfera de vacío por el mismo, para realizar una detección por haz de electrones, que generan la imagen del desgaste abrasivo.

4.3.2.15. Análisis de microscopía electrónica de barrido

Luego de haber sometido la probeta a la microscopía electrónica de barrido, se obtuvieron diferentes imágenes como en las figuras 183 y 184.



Figura 186. Microscopia electrónica de barrido a 507x, 25 kV.

Fuente: Laboratorio de Biotecnología (ESPE)

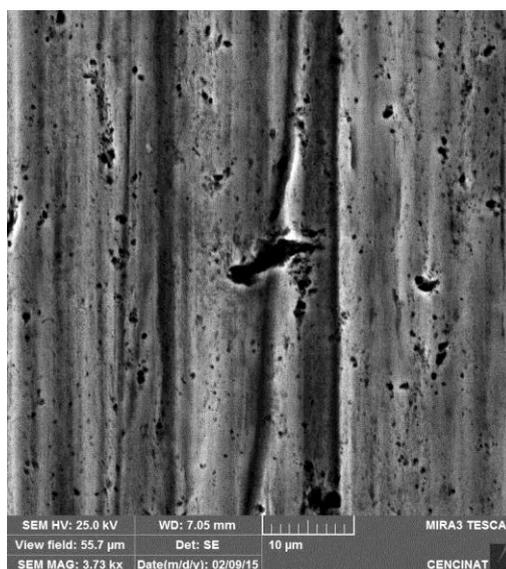


Figura 187. Microscopia electrónica de barrido a 3.73kx, 25 kV.

Fuente: Laboratorio de Biotecnología (ESPE)

Para determinar el tamaño de los cráteres causados por el desgaste abrasivo, se realizó un análisis más profundo de las probetas de acero AISI 4340, con un acercamiento de 2,82 kx a 25 kV, las figuras 185 y 186 describen el tamaño de los cráteres y profundidad de los mismos.

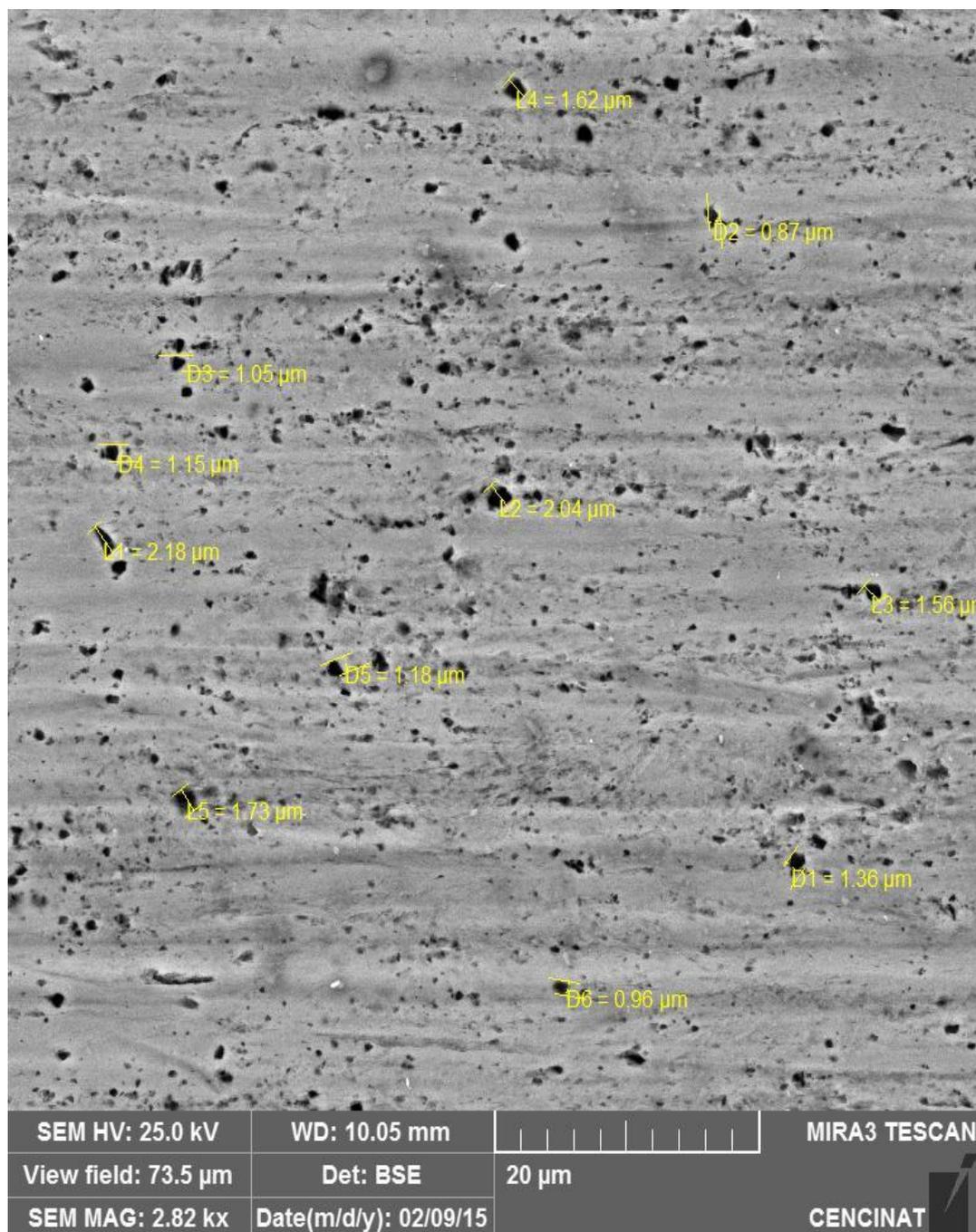


Figura 188. Microscopia electrónica de barrido a 2,82 kx, 25 kV.

Fuente: Laboratorio de Biotecnología (ESPE)

A una ampliación de 2,82 kx y 25 kV, se encuentra que en una muestra de 10 cráteres, el tamaño oscila entre 0,87 μm a 2,18 μm con una profundidad no tan grande de 10 μm .

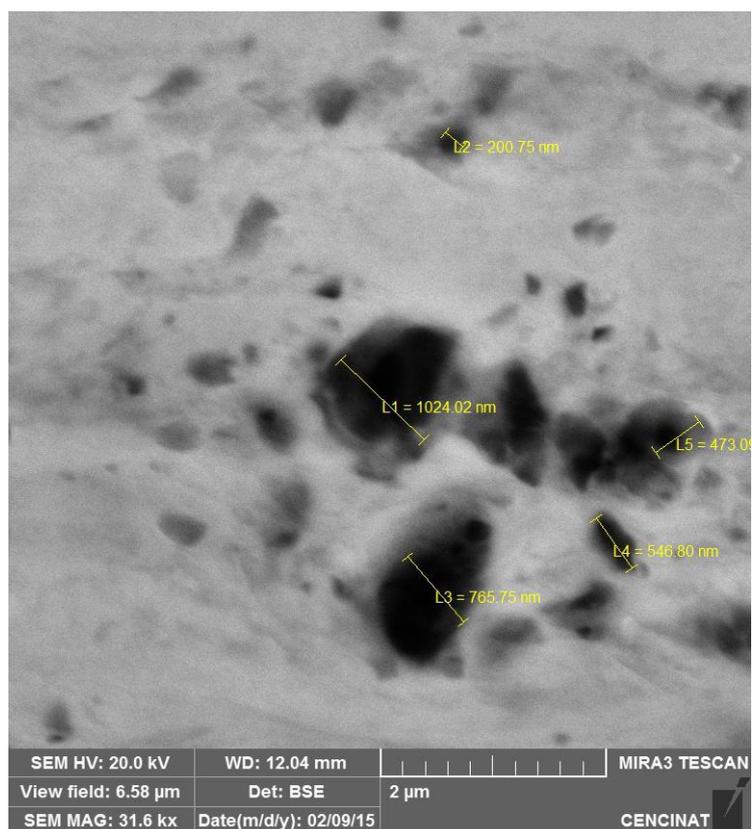


Figura 189. Microscopia electrónica de barrido a 31,6 kx, 20 kV.

Fuente: Laboratorio de Biotecnología (ESPE)

Para los cráteres de tamaño mayor, se encontró que a una ampliación de 31,6 kx y 20 kV, la medida es de 9,8 μ m y una profundidad de 34 μ m.

4.4. Consumo de energía

La siguiente tabla muestra el valor de pago para el consumo eléctrico del equipo de abrasión, considerando que el equipo trabaje durante 4 horas diarias, 20 días al mes, a una tarifa de 0,0824 USD/KWh.

Tabla 59.

Consumo de energía del equipo de abrasión.

	Potencia W	Horas trabajo h/día	de	Consumo diario Wh/día	Consumo mensual Wh/mes	Valor a pagar USD
Motor eléctrico AC	760	4		3040	60800	5,009
Valor total						5,009

4.5. Manual de operación, seguridad y mantenimiento

Los manuales tanto de operación como de mantenimiento permiten conocer: el uso y precauciones, durante el ensayo de abrasión.

La recomendación más importante antes del uso del equipo abrasivo es la de lectura de: norma ASTM G-65 y los manuales de operación y seguridad. En caso de presentar percances antes y durante el uso del equipo, se debe verificar el manual de mantenimiento.

Las medidas de seguridad mostradas en el manual de seguridad, deben cumplirse, para evitar daños de salud del operador cuando se proceda al ensayo de abrasión.

Estos manuales de operación, seguridad y mantenimiento del equipo de abrasión se ubican en el anexo E.

CAPITULO 5

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

Dentro del diseño y construcción de la máquina para realizar ensayos de abrasión se puede realizar una evaluación económica y financiera, determinando: el costo de fabricación y futuros ingresos y egresos durante la prestación de servicios de la misma.

5.1. Análisis Económico

5.1.1. Costos directos

En las tabla 60, indica el costo de los materiales utilizados para la construcción, de la máquina de ensayos de abrasión.

Tabla 60.

Costos y materiales de la máquina de abrasión.

Materiales/Maquinaria	Cantidad	Costo Unitario (USD)	Costo Total (USD)
Tubo redondo ASTM A500, SCH 40, Ø2"x6000 mm	0,1	12,60	1,26
Tubo redondo ASTM A500, SCH 40, Ø3/8"x6000 mm	0,005	10,56	0,05
Tubo redondo ASTM A500, SCH 40, Ø1"x6000 mm	0,005	11,80	0,06
Tubo redondo PVC, Ø2"x6000 mm	2	7,60	15,20
Tubo cuadrado ASTM A500, 25,4x6000x0,9 mm	0,2	11,50	2,30
Tubo cuadrado ASTM A500, 40x6000x0,9 mm	0,05	14,60	0,73
Neplo ASTM A653, Ø3/4"x150 mm	0,6	4,80	2,88
Neplo ASTM A653, Ø1/2"x150 mm	0,9	3,00	2,70
Neplo ASTM A653, Ø1/2"x300 mm	1	3,50	3,50
Codo PVC , 45°, Ø2"	10	2,30	23,00
Plancha ASTM A653, 1220x2440x1,5 mm	1,1	100,56	110,62
Plancha ASTM A283, 1220x2440x12,7 mm	0,01	168,56	1,69
Plancha ASTM A283, 1220x2440x15 mm	0,001	170,54	0,17

CONTINUA 

Plancha ASTM A283, 1220x2440x6 mm	0,15	130,78	19,62
Angulo ASTM A36 40x40x4 mm, L=6000 mm	5	17,60	88,00
Pletina ASTM A36, 20x6000x2 mm	0,07	10,30	0,72
Pletina ASTM A36, 40x6000x4 mm	0,09	11,45	1,03
Pletina ASTM A36, 25,4x6000x3 mm	0,05	11,20	0,56
Aluminio EX 3410 6000x50x50 mm	0,6	25,80	15,48
Eje AISI 1018, Ø2 1/4"x300 mm	1	10,38	10,38
Eje AISI 1018, Ø2"x310 mm	1	9,00	9,00
Eje de acero AISI 1018, Ø120x170 mm	1	21,80	21,80
Eje de acero AISI 1018, Ø10x270 mm	1	8,60	8,60
Eje de acero AISI 1018, Ø10x500 mm	1	10,80	10,80
Acrílico 1220x1820x3 mm	0,1	150,53	15,05
Perno, DIN 933, M6x12 mm	34	0,10	3,40
Perno, DIN 933, M8x14 mm	7	0,15	1,05
Perno, DIN 933, M10x20 mm	4	0,20	0,80
Varilla roscada DIN 975, Ø3/4"x1000 mm	0,2	1,09	0,22
Remache, DIN 660, Ø7/64"	30	0,05	1,50
Tuerca, DIN 934, M6x5 mm	34	0,10	3,40
Tuerca, DIN 934, M8x6,5 mm	7	0,15	1,05
Tuerca, DIN 934, M10x8 mm	4	0,20	0,80
Polea, Aluminio, Ø2,7"	1	4,50	4,50
Polea, Aluminio, Ø12"	1	6,80	6,80
Chumacera, Ø35 mm	2	9,56	19,12
Banda en V, L= 1700 mm	1	7,90	7,90
Caucho clorobutil, 60 shore, e=1/2", L=720	1	60,00	60,00
Válvula de bola Ø3/8"	1	2,80	2,80
Válvula de bola Ø1/2"	1	3,50	3,50
Valvula de bola, Ø3/4"	1	4,30	4,30
Válvula de compuerta Ø2"	1	5,80	5,80
Blower Pot: 1 HP, P: 1,5 psi	1	620,00	620,00
Motor, 1 HP, 1790 RPM	1	350,00	350,00
Variador de frecuencia 1HP, 2,3A, CA	1	600,00	600,00
Breaker 2 polos, 2x20A, 120/240V	1	5,00	5,00
Contactador CA 3 polos, 6A, 2,2kw	1	40,00	40,00
Interruptor, 15A, 12V, 60Hz CA	2	2,00	4,00
Selector 3 posiciones, 15A, 12V CA	1	1,86	1,86
Pulsador de paro de emergencia, 16A, CA	1	5,00	5,00
Luz piloto, 10A, 24VCA	3	1,00	3,00
Sensor inductivo M18x1, 2V, 0,5mA	1	46,70	46,70
Display electrónico de 4 dígitos	1	35,00	35,00
Cable concentrico bipolar 2x10 mm2; L=300 m	5 mts	1,00	5,00
Gabinete con base bipolar, 300x300x150 mm	1	15,56	15,56
Arena abrasiva silica 50/70 AFS, 50 lb	1	300,00	300,00
Broca HSS-Co, 7/64"	1	4,56	4,56
Broca HSS-Co, 1/4"	1	3,80	3,80
Broca HSS-Co, 5/16"	1	3,20	3,20
Broca HSS-Co, 3/8"	1	2,60	2,60
Broca HSS-Co, 7/16"	1	2,56	2,56
Broca HSS-Co, 3/4"	1	2,45	2,45

CONTINUA 

Disco de desbaste A24 EXTRA T Ø300	1	5,00	5,00
Disco de desbaste A24 R SUPRA Ø300	1	5,00	5,00
Silicón no acético 799	1	13,56	13,56
Lija grado 120 Oxido de aluminio recubierto de tela	10	0,20	2,00
Thinner, 1/2 lt	1	7,50	7,50
Pintura sintética Negra, 1 gal	1	12,65	12,65
Pintura plateada, 1/2 gal	1	7,80	7,80
Electrodo 7018	20	0,50	10,00
		Total	2605,93

5.1.2. Costos indirectos de fabricación

Son todos aquellos costos que no se relacionan directamente con la manufactura, pero contribuyen y forman parte importante de los costos de producción. La tabla 61, describe los costos indirectos de fabricación.

Tabla 61.

Costos indirectos de fabricación.

Descripción	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo Total (USD)
Microscopia electrónica de barrido	1	100,00	100,00
Transporte	1	40,00	40,00
Servicios básicos	1	30,00	30,00
		Total	170

5.1.3. Costo de mano de obra

Es el costo que el personal cobra al intervenir en la manufactura del equipo. La tabla 62 describe el costo de mano de obra.

Tabla 62.

Costo de mano de obra.

Descripción	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costos total (USD)
Mano de obra	1	700	700

El costo total será la suma de los costos indirectos de fabricación, costos de mano de obra y costos de los materiales.

$$\begin{aligned} \text{Costo total} &= \text{CTM} + \text{CIF} + \text{CMO} \\ \text{Costo total} &= 2605,93 + 170 + 450 = \$3475,93 \end{aligned}$$

Dónde:

CTM= costo total de materiales.

CIF= costo indirecto de fabricación.

CMO= costo de mano de obra.

5.2. Análisis financiero

El análisis financiero está orientado a la prestación de servicios de la máquina, la capacidad de ensayos que puede realizar con un operario a cargo, como a continuación se describe.

5.2.1. Consumo del servicio

El consumo de servicio parte de las horas hombre, que son las horas de trabajo del operario, las horas máquina, que son las horas que va a trabajar la máquina diariamente, el material utilizado durante el ensayo de abrasión, como es la arena abrasiva y la tarifa de servicios básicos.

Tabla 63.

Horas de consumo de la máquina de abrasión.

Horas máquina	5,5 horas
Horas hombre	7 horas
Total horas	12,5 horas

Tabla 64.

Costo del material usado durante el ensayo de abrasión.

Material	Libras usadas	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Arena abrasiva	26,4	6,00	158,4

Tabla 65.

Costo indirecto de fabricación.

Servicio	Costo Kw/h (USD)	Tiempo	Costo total CIF (USD)
Servicios básicos (luz)	0,104	0,5	0,05

5.2.2. Precio de la prestación de servicio

El precio de la prestación de servicios se determina por la rentabilidad y el costo del ensayo de abrasión.

Tabla 66.

Sueldo de mano obra.

Mano de obra	USD
Sueldo	986
Décimo tercero	29,5
Décimo cuarto	82,167
IESS aporte patronal	109,94
Total sueldo	1207,60

$$\text{Décimo tercero} = \frac{\text{Sueldo básico}}{12} = \frac{354}{12} = \$29,5$$

$$\text{Décimo cuarto} = \frac{\text{Sueldo}}{12} = \frac{984}{12} = \$82,167$$

Tabla 67.

Capacidad total de horas laborables.

Horas laborables	8
Días por semana	5
Semanas por mes	4
Capacidad total de horas laborables	160

$$CTHL = H. laborables \times D. por semana \times S. por mes = 8 \times 5 \times 4 = 160 \text{ horas}$$

$$Tasa\ de\ mano\ de\ obra = \frac{Total\ sueldo}{CTHL} = \frac{1207,60}{160} = 7,54\ USD/horas$$

$$Costo\ Diario = Tasa\ de\ mano\ de\ obra \times total\ horas$$

$$Costo\ Diario = 7,54 \times 6 = \$45,29$$

$$Costo\ Total = Costo\ diario + Costo\ arena + CIF\ (luz)$$

$$Costo\ Total = 45,29 + 158,4 + 0,05 = \$203,74$$

$$Rentabilidad = 20\%$$

$$Precio\ prestación\ de\ servicios = Costo\ total + rentabilidad$$

$$Precio\ prestación\ de\ servicios = 203,74 + 40,74 = \$244,48$$

5.2.3. Oferta y Demanda.

La oferta es la cantidad de bienes o servicios, que los productores están dispuestos a vender a los diferentes precios del mercado. Y para determinar la oferta, se relaciona el costo total del ensayo sin el porcentaje de rentabilidad con la tasa de mano de obra.

Tabla 68.

Oferta y demanda.

Capacidad mensual instalada (oferta)	27 ensayos
Demanda mensual proyectada inicial	15 ensayos
Incremento Anual	10%
Inversión	\$ 3475,93

$$Oferta = \frac{Costo\ total}{Tasa\ de\ mano\ de\ obra} = \frac{\$ 203,74}{7,54} = 27\ ensayos$$

La demanda se define como, la cantidad y calidad de bienes y servicios que pueden ser adquiridos en los diferentes precios del mercado por un consumidor o por el conjunto de consumidores, en un momento determinado. Así que de la capacidad de estudios de abrasión que se puede lograr durante un mes, se escoge una demanda de 20 ensayos mensuales con un incremento anual de 10%.

5.2.4. Proyección de ingresos.

La proyección de ingresos, son los ingresos de cada año con un incremento anual de la demanda, se va a tomar una relación de 5 años, como describe la tabla 69.

Tabla 69.

Proyección de ingresos durante 5 años.

Años	1	2	3	4	5
Capacidad anual	744	744	744	744	744
Demanda anual	180	198	217	238	261
Precio de venta unitario	\$244,48	\$254,26	\$264,43	\$275,01	\$286,01
Proyección de ingresos	\$50.520,86	\$57.795,87	\$66.027,40	\$75.535,35	\$86.190,80

$$Demanda\ anual\ (\text{año } 1) = Demanda\ mensual\ proyectada\ inicial \times 12\ meses$$

$$Demanda\ anual\ (\text{año } 1) = 15 \times 12 = 180\ ensayos$$

$$Demanda\ anual(\text{año } 2) = D.\ mensual\ proyectada\ inicial \cdot 12\ meses + 10\%$$

$$Demanda\ anual(\text{año } 2) = 15 \times 12 + 18 = 198\ ensayos$$

Proyección de ingresos = Precio de venta unitario × Demanda anual

$$\text{Proyección de ingresos} = \$244,48 \times 180 = \$44007,24$$

5.2.5. Utilidad neta.

La utilidad neta es la utilidad resultante, después de restar y sumar de la utilidad operacional, los gastos e Ingresos no operacionales respectivamente, los impuestos y la reserva legal.

Tabla 70.

Estado de resultados.

P. Ingresos	\$44.007,24	\$50.344,28	\$57.382,31	\$65.452,85	\$74.649,25
Costo de venta	\$36.672,70	\$40.339,97	\$44.210,98	\$48.489,46	\$53.175,41
Utilidad bruta	\$7.334,54	\$10.004,31	\$13.171,33	\$16.963,40	\$21.473,84
Depreciación (10%)	\$347,59	\$347,59	\$347,59	\$347,59	\$347,59
Gastos					
Administrativos	\$ 1.000	\$ 1.500	\$ 2.000	\$ 2.500	\$ 3.000
Utilidad antes de impuestos	\$5.986,95	\$8.156,72	\$10.823,74	\$14.115,80	\$18.126,25
Participación					
Trabajadores (15%)	\$898,04	\$1.223,51	\$1.623,56	\$2.117,37	\$2.718,94
Utilidad después de participación	\$5.088,90	\$6.933,21	\$9.200,18	\$11.998,43	\$15.407,31
Impuestos (25%)	\$1.272,23	\$1.733,30	\$2.300,04	\$2.999,61	\$3.851,83
Utilidad después de participación e impuestos	\$3.816,68	\$5.199,91	\$6.900,13	\$8.998,82	\$11.555,48

Costo de venta = Costo total × Demanda anual

$$\text{Costo de venta} = 203,74 \times 180 = \$36672,70$$

$$\begin{aligned} \text{Utilidad bruta} &= P. \text{ ingresos} - \text{Costo de venta} \\ \text{Utilidad bruta} &= 44007,24 - 36672,70 = \$7334,54 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Depreciación} &= \text{Invercion inicial} \times 10\% \\ \text{Depreciación} &= 3475,93 \times 0,1 = \$347,59 \end{aligned}$$

Los gastos administrativos, son todos los gastos que se generan en las oficinas y por causa del personal administrativo, para el año 1 se empieza con un gasto administrativo de \$1000, y para los años siguientes se adhiere por cada año la suma de \$500.

$$U. \text{ antes del impuesto} = \text{Utilidad bruta} - \text{Depreciación} - G. \text{ administrativos}$$

$$U. \text{ antes del impuesto} = 7334,54 - 347,59 - 1000 = \$5986,95$$

$$\text{Participación de trabajadores}(15\%) = U. \text{ antes del impuesto} \times 15\%$$

$$\text{Participación de trabajadores}(15\%) = 5986,95 \times 0,15 = \$898,04$$

$$\begin{aligned} U. \text{ despues de participación} \\ &= U. A. \text{ del impuesto} - P. \text{ de trabajadores}(15\%) \end{aligned}$$

$$U. \text{ despues de participación} = 5986,95 - 898,04 = \$5088,90$$

$$\text{Impuestos (25\%)} = U. \text{ despues de participación} \times 25\%$$

$$\text{Impuestos (25\%)} = 5088,90 \times 0,25 = \$1273,73$$

$$U. \text{ despues de la P. e I.} = U. \text{ despues de participación} - \text{Impuestos (25\%)}$$

$$U. \text{ despues de la P. e I.} = 5088,90 - 1273,73 = \$3816,68$$

Tabla 71.

Utilidad neta y depreciación.

Años	1	2	3	4	5
Utilidad neta	\$3.816,68	\$5.199,91	\$6.900,13	\$8.998,82	\$11.555,48
Depreciación	\$347,59	\$347,59	\$347,59	\$347,59	\$347,59

5.2.6. TIR y VAN.

El TIR, tasa interna de rentabilidad, es el promedio geométrico de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, y que implica por cierto el supuesto de una oportunidad para reinvertir.

$$\sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} - I = 0$$

Dónde:

F_t = es el flujo de caja en el periodo t.

n = numero de periodos.

I = valor de la inversión inicial

El VAN o valor actual neto, es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0$$

Dónde:

V_t = representa los flujos de caja en cada periodo t.

I_0 = es el valor del desembolso inicial de la inversión.

n = numero de periodos.

TIR = tasa interna de rentabilidad

Tabla 72.

Inversión inicial por años.

Años	0	1	2	3	4	5
Inversión inicial	\$3.475,93	\$4.164,27	\$5.547,50	\$7.247,73	\$9.346,42	\$ 11.903,08

Tabla 73.

TIR y VAN.

VAN	\$ 20.367,16
TIR	146%

Obteniendo un van de \$20.367,16 y un tir de 146%, podemos observar que el proyecto realizado es rentable. Además se encontró que los precios para cada tipo de procedimientos son:

- Costo del procedimiento A: \$244,48
- Costo del procedimiento B: \$117,76
- Costo del procedimiento C: \$57,57
- Costo del procedimiento D: \$244,48
- Costo del procedimiento E: \$86,08

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Luego de todo la investigación sobre el desgaste abrasivo, diseño y selección de alternativas, construcción, montaje y pruebas con un análisis económico y financiero, detallado sobre la máquina para realizar ensayos de abrasión, se procede a concluir el trabajo final con los datos analizados durante el ensayo de abrasión, procedimiento E de la norma ASTM G-65.

6.1. Conclusiones.

- Se alcanzó los objetivos general y específicos propuestos en el presente proyecto
- El tener un equipo de ensayos de desgaste abrasivo bajo un estándar internacional ASTM G-65, abre un nuevo camino sobre la evaluación e investigación de los materiales en dicha rama.
- Los ensayos realizados dependen del tipo de material a ensayarse, es así que existen 6 procedimientos según la norma ASTM G-65, desde el más severo al más suave, procedimientos que están clasificados de acuerdo a la composición, tratamiento térmico y recubrimiento duro.
- La cantidad de ensayos mínimos por cada procedimiento debe ser de 5, ya que con esta cantidad, se puede obtener una media del volumen perdido durante el ensayo de abrasión.
- El uso del abrasivo de acuerdo a la recomendación de la norma ASTM G-65 es 2 veces, pero al usarse durante 10 ensayos se encontró que puede usarse hasta 5 veces, ya que al 6° ensayo empieza a perder sus propiedades mecánicas de desgaste.
- Se realizaron varias medidas de profundidad de desgaste con instrumentos y equipos como: comparador de reloj, microscopio metalúrgico y microscopio electrónico de barrido, y como resultado se

obtuvo: 270 μm , 183 μm y 200 μm de profundidad de desgaste para el acero AISI 4340.

- El abrasivo empieza a perder sus propiedades mecánicas de desgaste a partir del 6° ensayo, ya que al ser el cuerpo intermedio de impacto entre el disco y el material (AISI 4340) a una fuerza de 130 N (30 lb), se tritura y produce partículas abrasivas con menor diámetro.
- El volumen de desgaste perdido luego del 6° ensayo, tuvo una diferencia de 4,385 mm^3 por debajo del límite inferior permitido por la norma ASTM G-65 que es de $49 \pm 2 \text{ mm}^3$, para el acero AISI 4340.
- El diámetro que disminuye de las partículas abrasivas después del 6° ensayo de abrasión, va desde 70 AFS en adelante.
- Los defectos producidos por el ensayo de abrasión, en una vista con el microscopio metalúrgico, fueron de rajaduras, grietas y cráteres.
- El volumen perdido después de los 10 ensayos de abrasión con el acero AISI 4340, produjeron una media de 48,527 mm^3 que con relación al valor permitido por la norma ASTM G-65 de $49 \pm 2 \text{ mm}^3$, califican a la máquina como óptima.
- Del análisis del microscopio electrónico de barrido se encontró que los cráteres producidos por el desgaste abrasivo tienen un diámetro que oscila entre 0,87 μm a 2,18 μm y con una profundidad entre 9,8 μm a 34 μm , para el acero AISI 4340
- Luego de las pruebas de funcionamiento de la máquina se realizó los manuales de: seguridad, operación y mantenimiento, para prolongar la vida útil de la máquina y seguridad del operario.

6.2. Recomendaciones.

- Se debe profundizar los estudios de desgaste abrasivo, ya que la necesidad de tener un nuevo equipo fabricado para este tipo de ensayo, permitirá tener un mejor conocimiento del comportamiento de los materiales en la industria.

- Hay una gama de estudios en materiales que no se han realizado por falta de equipamiento en las universidades, es por esto que se debe dar más atención a temas de investigación que suplan las necesidades de evaluar los materiales, diseñando y construyendo máquinas que permitan el acceso a estos estudios como en este caso la abrasión.
- Para usar el abrasivo hasta 5 veces durante los ensayos, se recomienda que a partir del segundo ensayo se cierna la arena abrasiva entre los tamices de 50 y 70 AFS, como indica la figura 187.



Figura 190. Tamices de 50 a 70 AFS.

Fuente: Laboratorio de Mecánica de Suelos (ESPE)

- Antes de retirar la probeta se recomienda que se deje reposar por al menos 10 minutos, ya que se encuentra muy caliente, y retirarla con guantes.
- Se debe usar todas las protecciones industriales como: botas de seguridad, gafas, mandil y guantes, antes de realizar el ensayo de abrasión.

- La máquina de ensayos de abrasión permite ensayar sobre cualquier tipo de material, se recomienda que se investigue y analice: materiales metálicos con revestimientos, tratamientos de transformación estructural, tratamientos por difusión y tratamientos por convección.
- El reciclaje del abrasivo esta descrito en el capítulo 3 “*Diseño y selección de alternativas*”, para que se dé un adecuado uso del abrasivo luego de ser usado.
- Se deben seguir con cautela los pasos descritos en el anexo E, sobre el uso de la máquina de ensayos de abrasión, al igual que el adecuado mantenimiento.

Bibliografía

- Archard, J. F. (1953). *Contact and rubbing of flat surfaces*. Journal Applications Physics, Vol. 24, No. 8, p. 981-988.
- ASM Handbook Vol.18. (1992). "Friction, Lubrication, and Wear Technology". USA: ASM International.
- ASTM G-65. (2004). "Standard Test Method for Measuring Abrasion Using The Dry Sand/Rubber Wheel Apparatus".
- Bela G. Liptak. (2005). *Instrument Engineers' Handbook, Fourth Edition, Volume Two: Process Control and Optimization*. NW: CRC Press.
- Bergadá Graño Josep María. (2011). *Mecánica de fluidos*. Catalunya, España: Universitat Politecnica de Catalunya.
- Carrillo, J. (2001). "Consideraciones tribológicas en el diseño de un puente de carga para una máquina reciprocante de esfera sobre placa empleada en el estudio del desgaste". Mexico.
- Gilberto Enríquez Harper. (2004). *Manual práctico de instalaciones eléctricas*. México: Editorial Limusa.
- Hutchings. (1922). *Tribology: Friction and wear of engineering materials*. Great Britain.
- J., S. (2004). Caracterización mecánica tribológica de materiales ceramicos obtenidos de residuos solidos mineros. *Tesis maestria*. Mexico D.F., Mexico.
- Jorge Hernando Bautista Ruiz, W. A. (2011). *Desgaste Abrasivo y Corrosivo de Recubrimientos Tin/Tialn y Tin/Altin*. EAE.
- Manuel Ulaje Ramírez. (2004). *Manual de herramientas, maquinaria y equipo eléctrico*. México: Universidad Iberoamericana.
- Martinez, F. C. (2002). *La tribología : ciencia y técnica para el mantenimiento*. México: LIMUSA, S.A.
- Molera Solá, Pere. (1991). *Tratamientos térmicos de los metales*. Barcelona, España: Marcombo.
- Mott, R. (2006). *Mecanica de Fluidos*. Mexico: Person Education.
- Mott, Robert L. (s.f.). *"Diseño de Elementos de Máquina"*. P.E.

- Raymond, G. (1994). *Mechanical wear prediction and prevention*. USA: Marcel Dekker.
- Rhodes. (2003).
- Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. (2008). *"Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley"*. México: McGraw-Hill.
- Soto, J. (2004). "Caracterización mecánica tribológica de materiales cerámicos obtenidos de residuos sólidos mineros". Mexico.
- Stolarski, T. (1991). *"tribology in Machine Design"*. USA: Industrial Press Inc.

Anexos