

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA QUE DISMINUYA EL TAMAÑO DE LA CAÑA DE
AZÚCAR ADAPTABLE A TRAPICHES MEDIANOS R4-S FABRICADOS POR
LA EMPRESA METALAGRO L.T.D.A**

**JULIAN DAVID CAVIDES AGUILERA
LEONARDO PÉREZ SILVA**

Proyecto integral de grado para optar por el título de:

INGENIERO MECANICO

Orientador

**WILLIAM ALFONSO SUAREZ ORTIZ
INGENIERO MECANICO**

FUNDACION UNIVERSIDAD DE AMERICA

FACULTAD DE INGENIERIAS

BOGOTA D.C

2021

NOTA DE ACEPTACIÓN

X

Ing. William Suarez
Firma del director

X

Firma del presidente de jurado

X

Firma de jurado

X

Firma de jurado

Bogotá D.C, Febrero de 2021

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	21
1.1 Antecedentes	23
1.2 Justificación	32
1.3 Hipótesis o solución del problema	42
1.4 Objetivo general	44
1.4.1 <i>Objetivos específicos</i>	44
2. CARACTERIZAR EL MODO FUNCIONAL Y LAS CUALIDADES DEL TRAPICHE MEDIANO R4-S	45
2.1 Modo funcional del trapiche mediano r4-s fabricado por la empresa Metalagro Ltda	45
2.1.1 <i>Cálculo de velocidad y potencia</i>	46
2.1.2 <i>Elemento de conexión entre motor y trapiche</i>	48
2.1.3 <i>Sistema de relación de engranajes para el trapiche R4-S</i>	50
2.1.4 <i>Cualidades del trapiche mediano R4-S fabricado por la empresa Metalagro Ltda</i>	55
2.2 Caracterizar las cualidades de la caña de azúcar	59
2.2.1 <i>RD 75-11</i>	65
2.2.2 <i>CC 84-75</i>	66
2.2.3 <i>POJ 27-14</i>	68
2.2.4 <i>POJ 28-78</i>	70
2.3 Dimensiones y propiedades físicas y químicas que tiene cada una de las variaciones de caña indagadas anteriormente	72
3. DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MÁQUINA QUE DISMINUYA EL TAMAÑO DE LA CAÑA DE AZÚCAR ADAPTABLE A TRAPICHES MEDIANOS R4-S FABRICADOS POR LA EMPRESA METALAGRO LTDA EN FORMA DE CAJA NEGRA	77
3.1 Alternativas de diseño para el sistema de corte en la caña de azúcar	80
3.1.1 <i>Alternativa 1</i>	86
3.1.2 <i>Alternativa 2</i>	90
3.1.3 <i>Alternativa 3</i>	91
4. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS CONVENIENTE PARA EL PROYECTO CON SU DISEÑO Y CÁLCULO DETALLADO:	92
4.1 Factores de selección que definen el criterio de diseño conceptual más adecuado para el proyecto de investigación.	92
4.1.1 <i>El factor Componentes:</i>	93
4.1.2 <i>Factor capacidad operativa:</i>	94
4.1.3 <i>Factor de la frecuencia y complejidad de proceso de mantenimiento:</i>	94
4.1.4 <i>Factor de impacto ambiental:</i>	94
4.1.5 <i>Resumen de los datos obtenidos por la calificación para la selección de la alternativa de diseño</i>	113
4.2 Alternativa de diseño seleccionada según los criterios de consideración.	114
4.3 Cálculo en la fuerza de compresión para el corte de la caña con cuchillas rectas.	115

4.3.1	<i>Dimensiones y estructura del plato de cuchillas</i>	115
4.3.2	<i>Ángulo de inclinación para las cuchillas en un corte longitudinal.</i>	118
4.3.3	<i>Datos de información en la prueba experimental diámetro de la caña VS carga aplicada.</i>	120
4.3.4	<i>Fuerza de compresión mínima para la caña de mayor diámetro con carga de caída libre.</i>	123
4.3.5	<i>Datos de información en la prueba experimental con una prensa hidráulica.</i>	126
4.3.6	<i>Fuerza de compresión en la prensa hidráulica presión VS diámetro.</i>	130
4.4	FACTOR DE SEGURIDAD O FACTOR DE DISEÑO	133
4.4.1	<i>Ángulo βm de selección del eje motriz estáticamente</i>	138
4.4.2	<i>Diagramas de cuerpo libre, producidos por las reacciones actuantes en el eje motriz por parte de la máquina cortadora de caña.</i>	140
4.4.2.i.	<i>Selección del motor de combustión interna con la potencia que requiere la cortadora.</i>	143
4.4.3	<i>Determinación del diámetro del eje motriz.</i>	146
4.5	Yugo motriz	164
4.5.1	<i>Diagramas de cuerpo libre, producidos por las reacciones actuantes en el yugo por las partes de la máquina cortadora de caña</i>	165
4.5.2	<i>Esfuerzos internos producidas en la sección transversal de eje y yugo</i>	170
4.5.3	<i>Determinación del diámetro para el yugo.</i>	173
4.6	Tapa de retención para evitar el desplazamiento de la caña de azúcar	182
4.7	Diseño del conjunto Cuchillas – Plato de Cuchillas	189
4.8	Diseño Tubos de Retención y Resortes para las Tapas de Retención	198
4.8.1	<i>Resorte de retención para las placas</i>	202
4.8.2	<i>Pernos sujetadores para las piezas del sistema de retención</i>	211
4.8.3	<i>Soldadura de unión para el sistema de retención</i>	213
4.8.4	<i>Validación de la simulación en el diseño de las tuberías</i>	217
4.9	Camisa anti-fricción para el yugo escoses	229
4.9.1	<i>Desgaste lineal deslizante</i>	230
4.9.2	<i>Calculo de la resistencia para el esfuerzo permitido que se produce en la sección transversal</i>	232
4.10	Selección de sprockets para el sistema de transmisión de potencia	233
4.10.1	<i>Primera relación de velocidad</i>	235
4.10.2	<i>Calculo de la longitud de la cadena para la primera relación de velocidad</i>	237
4.10.3	<i>Calculo de la longitud de la cadena para la segunda relación de velocidad</i>	241
4.10.4	<i>Posición de los sprockets para una correcta transmisión de potencia y datos de resumen</i>	244
4.10.5	<i>Análisis de fuerzas sobre los sprockets del sistema de transmisión de potencia</i>	246
4.11	Diseño del eje intermedio para soportar los sprockets y permitir la transmisión de potencia.	253
4.11.1	<i>Material para fabricar el eje intermedio</i>	257
4.11.2	<i>Esfuerzos contarte y momento flector actuantes en el eje intermedio</i>	258
4.11.3	<i>Selección de chumaceras de soporte para el eje intermedio con sus cargas</i>	265

4.12	Sistema estructural de soporte para la máquina cortadora de caña	267
4.12.1	<i>Sistema Estructural Placas</i>	267
4.12.2	<i>Diagramas de cargas actuantes en la placa</i>	280
4.12.3	<i>Selección de chumacera Tipo brida cuadrada con borde para montaje para anclar a la placa lateral estructural</i>	294
4.12.4	<i>Diagramas de cargas actuantes nuevas en las placas laterales</i>	296
4.12.5	<i>Fuerzas que actúan sobre los apoyos de las tapas</i>	302
4.13	Diseño estructural de soporte para la máquina cortadora	306
4.13.1	<i>Material de selección para la fabricación de la estructura</i>	306
4.13.2	<i>Fuerzas resultantes en las vigas por el peso de máquina cortadora</i>	307
4.13.3	<i>Selección del perfil estructural comercial con las cargas aplicadas</i>	315
4.13.4	<i>Selección de tornillos sujetadores en las vigas pivotantes</i>	325
4.13.5	<i>Soldadura para el sistema estructural de soporte con la cortadora</i>	328
4.13.6	Mesa estructural para el soporte de la máquina cortadora y las vigas cuadradas huecas	332
4.13.7	<i>Mesa estructural para el soporte de transmisión de potencia</i>	338
4.14	Determinación del proceso de manufactura para los diferentes componentes más complejos del Proyecto.	347
5.	MANUALES DE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.	349
6.	ANÁLISIS FINANCIERO DEL PROYECTO.	351
6.1	Costos de los materiales o piezas vendidas por catálogos.	351
6.2	Costos de fabricación.	355
6.3	Costos de desarrollo del diseño para el talento humano.	356
6.4	Resumen de los resultados financieros de la máquina cortadora.	356
7.	ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL QUE PRODUCE LA MÁQUINA CORTADORA DE CAÑA.	358
7.1	Identificación de Impactos.	359
7.2	Impactos Biológicos	360
	BIBLIOGRAFÍA	366
	ANEXO 1	373
	ANEXO 2	374
	ANEXO 3	375
	ANEXO 4	376
	ANEXO 5	377
	ANEXO 6	378
	ANEXO 7	379
	ANEXO 8	380
	ANEXO 9	381
	ANEXO 10	382
	ANEXO 11	383
	ANEXO 12	384
	ANEXO 13	385
	ANEXO 14	386
	ANEXO 15	387
	ANEXO 16	388

ANEXO 17	390
ANEXO 18	391
ANEXO 19	392

LISTA DE ILUSTRACIONES

	Pág.
Figura 1. Dimensiones de la caña tradicional.	38
Figura 2. Dimensiones de la caña cortada.	38
Figura 3. Distancia de centros de las masas forma tradicional.	40
Figura 4. Distancia de centros de las masas con reajuste.	40
Figura 5. Método de corte transversal.	41
Figura 6. Método de corte longitudinal.	42
Figura 7. Peso de jugo extraído de la caña.	44
Figura 8. Trapiche R4-S marca el panelero.	51
Figura 9. Correa plana para la transmisión de potencia entre el motor y trapiche.	55
Figura 10. Transmisión de potencia Figura trapiche R4-S y motor diésel.	55
Figura 11. Eje motriz con polea y piñón.	57
Figura 12. Eje intermedio con piñón intermedio y con catalina.	58
Figura 13. Eje mayal con piñón catalina y piñón.	59
Figura 14. Transmisión de potencia entre ejes de masas mayal, recibidor, repasador.	60
Figura 15. Explosionado modelo trapiche R4-S.	62
Figura 16. Trapiche R4-S, señalización parte de la cureña.	64
Figura 17. Tipos y variedades de caña de azúcar.	65
Figura 18. Variedad de caña seleccionada para la maquina a diseñar.	67
Figura 19. Caña RD 75-11.	72
Figura 20. Caña CC 84-75.	74
Figura 21. Caña POJ 27-14.	76
Figura 22. Caña POJ 28-78.	78
Figura 23. RD 75-11 Características Físicas – Agronómicas.	79
Figura 24. Aspectos Químicos – Industriales.	79
Figura 25. CC 84-75 Características Físicas – Agronómicas.	80
Figura 26. Aspectos Químicos – Industriales.	80
Figura 27. POJ 27-14 Características Físicas – Agronómicas.	81
Figura 28. Aspectos Químicos – Industriales.	81
Figura 29. Características Físicas – Agronómicas.	82
Figura 30. Aspectos Químicos – Industriales.	82
Figura 31. Volumen prismático del Trapiche R4-S, con sus dimensiones de tamaño en centímetros.	108
Figura 32. Volumen prismático de la alternativa 1.	110
Figura 33. Volumen primatico de la alternativa 2.	111
Figura 34. Volumen prismático de la alternativa 3.	112

Figura 35. Alternativa del diseño conceptual seleccionada.	123
Figura 36. Configuración seleccionada para el plato de cuchilla real en el corte de la caña a compresión vista supero.	125
Figura 37. Configuración seleccionada para el plato de cuchilla real en el corte de la caña a compresión vista lateral.	125
Figura 38. ariedad de caña seleccionada para la prueba de ensayo	126
Figura 39. Micro estructura típica de la sección longitudinal A. Caña de azúcar B. madera bambú.	127
Figura 40. Configuración del ángulo de inclinación para el corte en la cuchilla.	128
Figura 41. Peso para el corte de la caña con criterio máximo de fuerza.	129
Figura 42. Carga suministrada a la caña para atravesar las cuchillas.	134
Figura 43. Banco de prueba prensa hidráulica.	135
Figura 44. Partes de la caña de azúcar.	136
Figura 45. Reacciones que actúan en el eje motriz producto de las cargas y apoyos.	144
Figura 46. Geometría específica del ensamble entre el eje motriz y el yugo escoses.	145
Figura 47. Diagrama del cuerpo y el ángulo de contacto para cortar la caña en la posición de 800 mm estáticamente.	147
Figura 48. Diagrama de cuerpo libre plano y-z eje motriz.	149
Figura 49. Diagrama de cuerpo libre en el plano X – Y del eje motriz.	150
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre en el plano X – Z del eje motriz.	153
Figura 51. Eje motriz con el sistema de coordenadas de fijación para el cojinete.	156
Figura 52. Reacciones principales F_c' que actúan en el eje motriz y las reacciones concentradas en los cojinetes.	156
Figura 53. Concentraciones de esfuerzo en el eje motriz producidas por las cargas actuantes.	157
Figura 54. Fuerzas internas concentradas en el eje motriz, producto de las cargas actuantes.	158
Figura 55. Esfuerzos producidos por la par torsión en el eje motriz.	159
Figura 56. Esfuerzo cortante producido por la fuerza cortante $V = F_c'$.	160
Figura 57. Esfuerzos en el plano paralelo al área transversal de eje motriz.	161
Figura 58. Esfuerzos finales cortantes y normales actuantes en el eje motriz.	165
Figura 59. Eje motriz con su configuración geométrica modificada.	166
Figura 60. Simulación número 1 con malla tetraédrica de 4,46 mm.	168
Figura 61. Simulación número 2 con malla tetraédrica de 3,35 mm.	169
Figura 62. Simulación número 3 con malla tetraédrica de 2,79 mm.	170
Figura 63. Eje motriz con su dimensión real.	171
Figura 64. Componentes de yugo escoses.	172

Figura 65. Diagrama de cuerpo libre con las reacciones actuantes sobre el yugo motriz.	173
Figura 66. Reacciones actuantes en el plano X-Y para el yugo motriz.	174
Figura 67. Fuerzas y restricciones que se producen en el yugo.	176
Figura 68. Vista isométrica en el yugo motriz.	176
Figura 69. Estado de esfuerzos para determinar el punto de concentración más crítico del yugo.	177
Figura 70. Esfuerzos cortante y flector para la sección transversal del eje motriz y el yugo.	178
Figura 71. Esfuerzo producido por la fuerza cortante v en el yugo.	179
Figura 72. Esfuerzo normal producido en el eje motriz.	180
Figura 73. Diámetro para el cojinete de soporte en el yugo.	183
Figura 74. Configuración geométrica para lograr el ensamble entre el eje motriz y el yugo escoses.	185
Figura 75. Geometría específica para el yugo por parte de los diseñadores.	186
Figura 76. Simulación número 1 con malla tetraédrica de 3,76 mm.	187
Figura 77. Simulación número 2 con malla tetraédrica de 3,22 mm.	187
Figura 78. Simulación número 3 con malla tetraédrica de 2,68 mm.	189
Figura 79. Forma geométrica dada por los diseñadores para la tapa de retención.	190
Figura 80. Geometría completa con el área real a diseñar las tapas de retención.	191
Figura 81. Fuerzas actuantes por los factores externos en la placa de retención.	194
Figura 82. Simulación número 1 con malla tetraédrica de 1,93 mm.	195
Figura 83. Simulación número 1 con malla tetraédrica de 1,66mm.	196
Figura 84. Simulación número 3 con malla tetraédrica de 1,38 mm.	196
Figura 85. Dimensiones para el plato de cuchillas.	197
Figura 86. Ensamble plato de cuchillas a soporte.	199
Figura 87. Configuración geométrica del soporte de las cuchillas.	199
Figura 88. Agujeros de empotramiento para el movimiento en las chuchillas.	200
Figura 89. Carga aplicada para soportar el plato de cuchillas.	201
Figura 90. Malla tetraédrica con tamaño de malla 2,7 mm de la simulación 1.	203
Figura 91. Malla tetraédrica con tamaño de malla.	203
Figura 92. Malla tetraédrica con tamaño de malla 1,62 mm de la simulación 3.	204
Figura 93. Ensamble total del sistema de corte.	205
Figura 94. Sistema de retención con las dimensiones específicas y una apreciación de cómo se corta la caña.	206
Figura 95. Esquema estructural y tipo de soldadura del sistema de soporte para las placas de retención	208

Figura 96. Ensamble total de los tubos de retención en los diferentes sub-niveles que lo componen.	208
Figura 97. Componentes de las tapas de retención para evitar el regreso de la caña.	210
Figura 98. Posición y configuración geométrica de los resortes de torsión para accionar las compuertas de retención.	210
Figura 99. Ranura específica para el soporte del resorte en la estructura de retención.	211
Figura 100. Centro de masa de la tapa de retención calculado por el software solid edge.	212
Figura 101. Momento de torsión para poder mover la placa y así dejar pasar la caña.	213
Figura 102. Ángulo de inclinación para poder dejar pasar la caña por las tapas de retención.	214
Figura 103. Catálogo de resortes de torsión especializados.	215
Figura 104. Configuración física para el resorte de torsión con las características de carga especificadas.	216
Figura 105. Configuración geométrica del eje para el resorte, con el agujero para las argollas.	219
Figura 106. Argollas aseguradoras para el eje de soporte en el resorte torsor.	220
Figura 107. Lujar de soldadura que se debe aplicar para soportar las platinas.	223
Figura 108. Tipo de cordón de soldadura aplicada para las uniones.	223
Figura 109. Ecuación tomada del libro cálculo de uniones soldadas, esfuerzos cortantes máximo.	224
Figura 110. Fuerza actuante con respecto a los pernos de fijación.	226
Figura 111. Tamaño de malla 1.86 mm para la convergencia en simulación 1.	227
Figura 112. Tamaño de malla 1.63 mm para la convergencia en simulación 2.	228
Figura 113. Tamaño de malla 1.39 mm para la convergencia en simulación 3.	228
Figura 114. Tubería de retención superior para el soporte de la sección de las tapas.	229
Figura 115. Tamaño de malla 4.34 mm para la convergencia en simulación 1.	230
Figura 116. Tamaño de malla 3.8 mm para la convergencia en simulación 2.	230
Figura 117. Tamaño de malla 3.26 mm para la convergencia en simulación 3.	231
Figura 118. Tamaño de malla 7.51 mm para la convergencia en simulación 1.	232
Figura 119. Tamaño de malla 6.26 mm para la convergencia en simulación 2.	233
Figura 120. Tamaño de malla 4.38 mm para la convergencia en simulación 3.	233
Figura 121. Simulación del esfuerzo producido en el punto de soldadura aplicar.	236
Figura 122. Camisa anti-fricción para ensamblar al yugo escoses.	238
Figura 123. Distancia entre centros y ángulo de inclinación para los sprockets.	246

Figura 124. Distancia entre centros real máxima para la primera relación de transmisión de potencia.	248
Figura 125. Distancia entre centros real máxima para la segunda relación de transmisión de potencia.	252
Figura 126. Transmisión de potencia por cadena posición.	254
Figura 127. Acoplamiento de una cadena con el sprocket y la fuerza resultante.	256
Figura 128. Fuerzas actuantes sobre el sprocket conductor de la primera relación.	257
Figura 129. Fuerzas actuantes sobre el sprocket conducido de la primera relación.	259
Figura 130. Fuerzas actuantes sobre el sprocket conductor de la segunda relación.	260
Figura 131. Fuerzas actuantes sobre el sprocket conducido de la segunda relación.	262
Figura 132. Conjunto de construcción en el eje intermedio.	264
Figura 133. Diagrama de cuerpo libre con las reacciones producidas.	264
Figura 134. Reacciones de momentos producidos por las fuerzas en el eje y tomadas con respecto al punto A.	266
Figura 135. Reacciones de momentos producidos por las fuerzas en el eje "Z", tomadas con respecto al punto A.	267
Figura 136. Fuerza cortante y momento flector en el plano X-Y	270
Figura 137. Fuerza cortante y momento flector en el plano X-Z.	271
Figura 138. Curva crítica más cercana al sprocket 3.	272
Figura 139. Acotado de construcción con las relaciones modificadas.	275
Figura 140. Catálogo de chumacera tipo puente con selección única para eje de 1 ½.	276
Figura 141. Angulo de inclinación con respecto a la entrada de la caña para las masas del trapiche.	278
Figura 142. Trapiche R4-S con la dimensión del ángulo de inclinación para la caña.	279
Figura 143. Estructura de soporte en placas con su descripción.	280
Figura 144. Cargas que debe soportar la estructura de placas.	282
Figura 145. Estado de cargas actuantes en las placas estructurales.	283
Figura 146. Simulación 1 con malla tetraédrica conjunto de 9,56 mm.	284
Figura 147. Simulación 2 con malla tetraédrica conjunto de 6,37 mm.	285
Figura 148. Simulación 3 con malla tetraédrica conjunto de 5,73 mm.	286
Figura 149. Punto de fijación en las placas estructurales.	287
Figura 150. Puntos de restricción de movimiento por los pernos sujetadores de las placas.	289
Figura 151. Área de carga que debe soportar los pernos y las placas.	290
Figura 152. Cargas resultantes que se superponen en la placa.	291
Figura 153. Reacciones resultantes para el análisis estático de la placa cara A.	293

Figura 154. Espesor estructural para la placa	295
Figura 155. Reacciones resultantes para el análisis estático de la placa cara B.	297
Figura 156. Calculo del espesor para la placa superior.	299
Figura 157. Simulación 1 con malla tetraédrica placa superior de 3,37 mm.	301
Figura 158. Simulación 2 con malla tetraédrica placa superior de 2,89 mm.	302
Figura 159. Simulación 3 con malla tetraédrica placa superior de 2,41 mm.	303
Figura 160. Construcción geométrica para la placa lateral estructural.	305
Figura 161. Selección de chumacera para anclar en las tapas de soporte.	306
Figura 162. Ensamble complementario para las tapas estructurales laterales.	307
Figura 163. Reacciones estáticas que se producen en la tapa lateral.	308
Figura 164. Especificación detalla de las cargas en la placa estructural.	309
Figura 165. Simulación 1 con malla tetraédrica de 4,92 mm para las tapas laterales corregidas.	310
Figura 166. Simulación 2 con malla tetraédrica de 4,3 mm para las tapas laterales corregidas.	311
Figura 167. Simulación 3 con malla tetraédrica de 3,69 mm para las tapas laterales corregidas.	312
Figura 168. Sujeción de las placas traseras y laterales	313
Figura 169. Fuerzas reaccionantes de los apoyos en las tapas laterales.	314
Figura 170. Restricción de las aplicaciones para las cargas de las placas traseras.	315
Figura 171. Simulación 1 con malla tetraédrica de 2,58 mm para las tapas trasera.	316
Figura 172. Simulación 2 con malla tetraédrica de 1,94 mm para las tapas trasera.	316
Figura 173. Simulación 2 con malla tetraédrica de 1,61 mm para las tapas trasera.	317
Figura 174. Ensamblé completo de la máquina cortadora de caña.	319
Figura 175. Vigas de soporte huecas para la máquina cortadora.	320
Figura 176. Peso de la cortadora en cargas distribuidas para concentrarlas en cada viga.	321
Figura 177. Diagrama de cuerpo libre en las vigas divididas en la sección 956 N/m y 1330 N/m.	322
Figura 178. Reacciones resultantes de peso que tiene la máquina cortadora.	326
Figura 179. Fuerzas que reciben las vigas de soporte estructural para la cortadora.	327
Figura 180. Componentes de la fuerza F_m 314.	328
Figura 181. Longitudes efectivas de las columnas para varias condiciones de extremos.	329
Figura 182. Carga aplicada a la viga 3 con la restricción de movimiento al estar anclada.	334
Figura 183. Simulación número 1 con malla tetraédrica de 5,83 mm.	335

Figura 184. Simulación número 2 con malla tetraédrica de 3,4mm.	336
Figura 185. Simulación número 3 con malla tetraédrica de 4,86 mm.	336
Figura 186. Pernos para alinear y anclar las vigas a la cortadora de caña.	337
Figura 187. Cortante doble que se genera en el perno por la estructura de soporte de la cortadora y la viga.323	338
Figura 188. Sección del cordón de soldadura que se debe poner en las vigas de soporte.	341
Figura 189. Esfuerzo de flexión que se produce por el momento de la carga en las vigas estructurales.	341
Figura 190. Esfuerzo que se produce en la soldadura dentro del rango elástico.	344
Figura 191. Mesa estructural de soporte diseñada por los autores.	346
Figura 192. Reacciones que se producen en la mesa estructural principal por el peso de la cortadora.	347
Figura 193. Simulación 1 de la mesa estructural con malla tetraédrica de 13,1mm.	349
Figura 194. Simulación 2 de la mesa estructural con malla tetraédrica de 11,46mm.349	
Figura 195. Simulación 3 de la mesa estructural con malla tetraédrica de 9,38 mm.	350
Figura 196. Ángulo de inclinación para los sprockets del eje intermedio.	352
Figura 197. Fuerzas tensionantes que se producen por los sprockets 2 y 3 para la estructura.	353
Figura 198. Modelo de diseño para la estructura del sistema de transmisión de potencia.	354
Figura 199. Tensiones de fuerzas por los sprockets que se producen en la estructura.	356
Figura 200. Restricción de apoyos de la estructura de potencia.	356
Figura 201. Simulación 1 de la mesa estructural de potencia con malla tetraédica de 13,5 mm.	357
Figura 202. Simulación 1 de la mesa estructural de potencia con malla tetraédica de 110,87 mm.	358
Figura 203. Simulación 1 de la mesa estructural de potencia con malla tetraédica de 9,51 mm.	358
Figura 204. Esfuerzos nodales que se producen en los apoyos de la estructura de potencia.	360

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Antecedentes de investigación en la caña y trapiches.	28
Tabla 2. Dimensiones de la caña de azúcar.	37
Tabla 3. Variables utilizadas en el capítulo.	38
Tabla 4. Eficiencia de extracción con los diferentes métodos de corte.	43
Tabla 5. Capacidad de caña/Hora (corriente vs cortada)	45
Tabla 6. Motor Diésel para el modelo R4-S.	52
Tabla 7. Motor eléctrico para el modelo R4-S.	53
Tabla 8. Motor a gasolina para el modelo R4-S.	54
Tabla 9. Descripción general de piñones en el trapiche R4-S	56
Tabla 10. Tipos de transmisión de potencia para la máquina a diseñar	89
Tabla 11. Sistema de transmisión de potencia en la máquina.	90
Tabla 12. Suministro de fuente en la potencia.	91
Tabla 13. Sistema estructural de soporte en la máquina.	92
Tabla 14. Sistema de retención para la caña opción 1 para la alternativa 1.	94
Tabla 15. Sistema de retención para la caña opción 2 de la alternativa 1.	95
Tabla 16. Sistema de corte para la caña.	96
Tabla 17. Conjunto de sistemas que componen la máquina para la alternativa 2.	97
Tabla 18. Conjunto de sistemas que componen la máquina para la alternativa 3.	98
Tabla 19. Factores que definen el criterio de rango para la selección en la alternativa 1.	114
Tabla 20. Factores que definen el criterio de rango para la selección en la alternativa 2.	116
Tabla 21. Factores que definen el criterio de rango para la selección en la alternativa 3.	119
Tabla 22. Alternativa 1 rango de consideración.	121
Tabla 23. Alternativa 2 rango de consideración.	122
Tabla 24. Alternativa 3 rango de consideración	122
Tabla 25. Datos obtenidos de la prueba experimental caña POJ 27-14.	129
Tabla 26. Datos obtenidos de la prueba experimental caña CC 84-75.	130

Tabla 27. Datos obtenidos de la prueba experimental caña RD 75-11.	130
Tabla 28. Datos obtenidos de la prueba experimental caña POJ 28-78.	131
Tabla 29. Variables utilizadas en este apartado.	133
Tabla 30. Datos obtenidos de la prueba experimental caña POJ 27-14.	137
Tabla 31. Datos obtenidos de la prueba experimental caña CC 84-75.	137
Tabla 32. Datos obtenidos de la prueba experimental caña RD 75-11.	138
Tabla 33. Datos obtenidos de la prueba experimental caña POJ 28-78.	138
Tabla 34. Variables utilizadas en este apartado.	140
Tabla 35. Factor de seguridad para el eje motriz.	162
Tabla 36. Esfuerzos producidos en el eje motriz con un diámetro Øm de 20 mm.	162
Tabla 37. Esfuerzos producidos en el eje motriz con un diámetro Øm de 30 mm.	163
Tabla 38. Esfuerzos producidos en el eje motriz con un diámetro Øm de 35 mm.	163
Tabla 39. Simulación en solid egde con diferentes tamaños de malla tetraédrica para el eje motriz.	167
Tabla 40. Esfuerzo soportado por el enmallado.	172
Tabla 41. Factor de seguridad para el Yugo motriz.	181
Tabla 42. Esfuerzos producidos en el yugo con un diámetro Øm de 20 mm.	182
Tabla 43. Esfuerzos producidos en el yugo con un diámetro Øm de 30 mm	182
Tabla 44. Factor de seguridad para el cojinete.	184
Tabla 45. Convergencia de mallas para el yugo.	187
Tabla 46. Factor de seguridad para la tapa de retención.	193
Tabla 47. Convergencia de malla para el plato de retención	195
Tabla 48. Simulación con los tamaños de malla tetraédrica.	203
Tabla 49. Factor de seguridad para el plato de cuchillas	205
Tabla 50. Factor de seguridad para el eje que soportara el resorte de retención.	218
Tabla 51. Factor de seguridad para los pernos sujetadores.	221
Tabla 52. Selección del perno hexagonal para sujetar placas	222
Tabla 53. Rango de valores de esfuerzo de fluencia ultimo y tipos de soldadura.	225
Tabla 54. Datos de los tamaños de malla para la simulación de la tapa	227

Tabla 55. Datos de los tamaños y esfuerzos que se producen en la variación de los datos.	229
Tabla 56. Datos de los tamaños y esfuerzos que se producen en la variación de los datos.	231
Tabla 57. Propiedades mecánicas del acero A500 grado C.	235
Tabla 58. Variables para el cálculo del espesor de desgaste de la camisa.	239
Tabla 59. Datos de iniciales para la selección de sprockets.	242
Tabla 60. Tabla de resumen para los sprockets en el sistema de transmisión de potencia.	254
Tabla 61. Tabla de resumen con las reacciones actuantes en el eje intermedio.	268
Tabla 62. Resultados de las mallas tetraédricas de las simulaciones.	283
Tabla 63. Datos de las 3 simulaciones en la tapa superior con mallas tetraédricas.	301
Tabla 64. Datos de las nuevas simulaciones para las tapas laterales.	310
Tabla 65. Datos de las simulaciones para las tapas traseras con cambio de malla tetraédrica.	316
Tabla 66. Propiedades mecánicas para el material SAE 1015.	318
Tabla 67. Tabla con los cálculos de las reacciones que se generan con el método de cross por el peso de la cortadora.	324
Tabla 68. Cálculo de las reacciones isostáticas, hiperestáticas y totales de la carga distribuida en toda la cortadora.	325
Tabla 69. Catálogo de perfil estructural cuadrado hueco, para la selección con la carga a soportar.	332
Tabla 70. Convergencias de malla para la viga hueca de soporte estructural.	335
Tabla 71. Factor de seguridad para la soldadura de las platinas y las vigas de soporte.	343
Tabla 72. Distribución de los desplazamientos y esfuerzos con variación de la malla tetraédrica en la mesa estructural.	349
Tabla 73. Distribución de los desplazamientos y esfuerzos con variación de la malla tetraédrica en la mesa estructural del sistema de transmisión de potencia.	357
Tabla 74. Procesos de manufactura correspondiente para cada pieza compleja.	361
Tabla 75. Partes del manual en conjunto para cada sección de la cortadora diseñada.	364
Tabla 76. Costos de materiales para la estructura mesa de soporte (valor total).	366

Tabla 77. Costos de materiales para la estructura para la transmisión de potencia (valor total).	366
Tabla 78. Costos del material del Sistema de corte (valor total).	366
Tabla 79. Costos del material del Sistema de transmisión de potencia (valor total).	367
Tabla 80. Costos de materiales sistema de retención (valor total).	368
Tabla 81. Costo de fabricación de las piezas complejas.	369
Tabla 82. Costo del desarrollo de diseño para la máquina por parte del talento humano.	370
Tabla 83. Tabla comparativa de precios entre la cortadora y el trapiche.	372
Tabla 84. Tabla de listas de nivel de criticidad en el impacto ambiental.	374
Tabla 85. Matriz de impacto ambiental producido por la cortadora.	375

LISTA DE ANEXOS

10. ANEXO 1
11. ANEXO 2
12. ANEXO 3
13. ANEXO 4
14. ANEXO 5
15. ANEXO 6
16. ANEXO 7
17. ANEXO 8
18. ANEXO 9
19. ANEXO 10
20. ANEXO 11
21. ANEXO 12
22. ANEXO 13
23. ANEXO 14
24. ANEXO 15
25. ANEXO 16
26. ANEXO 17
27. ANEXO 18
28. ANEXO 19

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el análisis de investigación en la problemática actual que tiene la línea de trapiches R4-S fabricados por la empresa Metalagro Ltda, en cuanto a la pérdida de jugo impregnado en el bagazo expulsado después del proceso de macerado en el trapiche producto obtenido de la caña de azúcar materia prima de trabajo para el trapiche y el mal ajuste de distancia entre centros de las masas provocando picaduras en el adéndum o punta de los piñones por sobrecargas en el mismo macerado mencionado anteriormente.

Para poder dar solución a estas problemáticas del trapiche R4-S, se decide diseñar una maquina adaptable que cumpla la función de disminuir el tamaño de la caña longitudinalmente con el objetivo de poder cerrar la distancia entre centros de las masas y esto favorece aumentar el macerado de la caña por haber mayor área de contacto entre ellas y circulo de paso correcto para la transmisión de potencia eficiente.

Palabras clave: Caña de azúcar, pre proceso, corte longitudinal, circulo de paso, transmisión de potencia.

INTRODUCCIÓN

La caña de azúcar es una especie de planta que ha sido utilizada desde la antigüedad para el consumo humano. Esto gracias a sus propiedades edulcorantes y a sus diversos beneficios a la salud.

En el pasar del tiempo, la forma en la que se procesaba la caña de azúcar para lograr exprimirla o macerarla fue evolucionando de tal forma que se logró alcanzar de sistemas rudimentarios y anticuados como, por ejemplo, sistemas contruidos en madera accionados por impulso humano haciendo uso de palancas y ejes giratorios poco eficientes, a sistemas mecánicos impulsados por motores eléctricos o de combustión interna.

De esa manera, no solo se consiguieron eficiencias más altas en el porcentaje de extracción de caña, si no que se logró agilizar el proceso de macerado, es decir, se logró extraer más jugo de caña de azúcar en menor tiempo, con menos esfuerzo físico y menor necesidad de área de cultivo para alcanzar las mismas o mayores cantidades en peso de jugo de caña de azúcar.

Hoy en día, gracias al nivel en la industrialización alcanzada, los avances en el campo del diseño mecánico y nuestro más profundo entendimiento de especies biológicas como la caña de azúcar, se cuenta con maquinaria mucho más desarrollada que el concepto básico descrito en las normativas colombianas del Departamento Nacional de Planeación en conjunto con el Instituto Nacional de Vigilancia de Medicamentos y Alimentos INVIMA en Colombia.

Ese tipo de maquinaria logra alcanzar eficiencias desde el 65%y 75% de extracción, pero su costo, robustez y complejidad superan por mucho al de un trapiche horizontal tradicional.

En el presente proyecto se aspira a crear o diseñar una opción nueva para el mercado activo de venta de trapiches, más exactamente, se pretende diseñar un complemento

adaptable al trapiche horizontal tradicional R4-S fabricado por la empresa Metalagro LTDA, el cual es el trapiche de mayor uso por parte del sector agrícola productor de artículos comestibles derivados del jugo de caña de azúcar, los cuales, por la simpleza de su proceso y bajas eficiencias en la producción no logran ser competentes continuamente frente a los súper productores que si tienen los recursos para adquirir máquinas muy desarrolladas en el proceso de extracción de jugo de caña de azúcar.

Todo lo anterior, si afectar en mayor forma la economía del cliente comprador el cual adquirirá un producto de pre procesamiento de caña que no solo aumentaría la eficiencia de extracción en el proceso de macerado, sino que también alivianaría cargas en el trapiche para alargar su vida útil.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Popularmente el azúcar o hidratos de carbono es uno de los componentes alimenticios más demandados por el público hoy en día, debido a sus propiedades edulcorantes y vitaminas que proporciona al cuerpo para combatir las enfermedades y estar en condiciones óptimas, uno de sus derivados son los monosacáridos en los cuales está la caña de azúcar. Éste producto se obtiene por medio del macerado de la caña de azúcar que se realiza con una máquina llamada Trapiche horizontal con el objetivo de extraer el jugo de caña que está dentro de la corteza.

En la actualidad los trapiches horizontales fabricados por la empresa Metalagro Ltda. tienen diferentes defectos en el procesamiento de macerado en la caña de azúcar, los cuales están inmersos en necesidades medio ambientales y en la vida útil de la misma máquina.

Se presentaron los problemas que más resaltaban las pérdidas de operación en el trapiche a la empresa Metalagro Ltda. las cuales fueron:

Pérdida de jugo impregnado en el bagazo expulsado después del proceso de macerado en el trapiche.

Mal filtrado en el jugo de la caña a la salida del trapiche después de la extracción.

Sistema de auto lubricación deficiente en la transmisión de potencia específicamente los engranajes.

Ajuste de distancia entre centros de las masas deficientes provocando picadura en la punta de los engranajes por sobrecargas en la maceración de la caña.

Por parte del gerente y director de producción de la empresa se decidió que uno de los mayores inconvenientes que se observa es la baja eficiencia en el aprovechamiento de la extracción del jugo en la caña de azúcar con una maquinaria estática llamada trapiche horizontal.

Los productores de la industria panelera ven la necesidad de aumentar su producción sin tener que incrementar las hectáreas de sembrado con la caña de azúcar, ya que requieren más costos monetarios.

Actualmente el jugo de la caña de azúcar extraído está entre en 50%-60% lo cual indica un desaprovechamiento del restante impregnado en el bagazo, la única manera en que se logra extraer aún más el guarapo es volviendo a repasar el bagazo ya macerado y a su vez dándole un momento torsor manual por el operador para extraer el restante de la materia prima.

El personal capacitado del área rural en donde utilizan los trapiches horizontales dan su opinión de que este proceso no lo pueden hacer al tener que dedicar muchas más horas de trabajo en el proceso de extracción para el jugo, esto hace ver que se necesita satisfacer la necesidad de los productores de panela.

Para dar una solución eficiente al problema se plantea que se debe crear una máquina que logre disminuir el tamaño de la caña para tener mayor área de contacto entre las masas sin necesidad de modificar el trapiche horizontal, con el propósito de disminuir la distancia entre centros de los engranajes conectados a las masas y aumentar la extracción de jugo.

Con esta solución se podrá abarcar los problemas 1 y 2 que representan los mayores factores económicos negativos para la empresa y los clientes, dado a esto se plantea: ¿Cuál es el diseño adecuado de una máquina que disminuya el tamaño de la caña de azúcar adaptable a trapiches medianos R4-S fabricados por la empresa Metalagro Ltda.?

1.1 Antecedentes

Desde la antigüedad a mediados del siglo XX se presentó por primera vez la necesidad de hacer un prototipo para extraer de forma más eficiente el jugo en la caña de azúcar debido a que manualmente tenían que invertir mucho tiempo de trabajo para obtener pocos resultados. Con el paso de los años se fueron incrementando los diseños para mejorar la extracción del jugo, hasta que el fundador de la empresa Metalagro Ltda, en 1982 vio una necesidad mucho más grande que podía generar grandes ingresos a nivel agrícola, crear trapiches más resistentes para las condiciones críticas de operación en las cuales trabaja un trapiche horizontal, esto hizo catalogar a la marca EL PANELERO como uno de los más novedosos en la extracción del jugo de caña de azúcar para procesar y transformar en panela.

Actualmente en Colombia según el Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural, La producción de panela es una de las actividades agroindustriales de más importancia económica y social a nivel nacional, ocupa el primer lugar como generador de empleo rural, dado que vincula trescientas mil familias en la cadena productiva, genera anualmente veinticinco millones 25.000.000 de jornales, y con una producción en 2007 de 1.562.000 toneladas (minagricultura, 2018), es por esto que en Metalagro Ltda. Por décadas se han hecho desarrollos en el campo agrícola y energético del proceso productivo, a pesar de importantes mejoras a nivel de la calidad del producto, la eficiencia del proceso y su forma de presentación, poco se ha avanzado en innovaciones que consulten las nuevas exigencias del consumidor. Las nuevas tecnologías hacen que la empresa este a la vanguardia de diseñar y mejorar sus trapiches para ser más eficientes en la extracción del guarapo.

Para identificar necesidades en el desarrollo de productos para la agroindustria panelera se deben dar elementos de prioridad para introducir innovaciones, tendientes a mejorar componentes de valor en forma simultánea, todo esto para el aprovechamiento de masas separadas con una tolerancia para macerar la caña e indagar que tanta resistencia a la tracción tienen los diferentes materiales, toda esta investigación se ha

tomado de libros especializados en maquinaria de extrusión, mecánica de materiales, análisis estático y dinámico de los cuerpos.

Tabla 1.

Antecedentes de investigación en la caña y trapiches.

TITULO	AUTOR / AÑO	APORTES
<p>Paneleros 27 Departamento Nacional de Planeación Subdirección Territorial y de Inversiones Públicas Versión</p>	<p>Artículo, Gloria Alonso Másmela /2018</p>	<p>El objetivo de este documento es presentar un PROYECTO TIPO que sirva como punto de referencia a las entidades territoriales para mejorar los niveles de competitividad y de estándares de calidad en la producción de panela, mejorando los estándares sanitarios y de inocuidad establecidos en la resolución 779 de 2006 en la producción de panela y subproductos, disminuyendo los niveles de deforestación y emisiones contaminantes.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Construcción de trapiches paneleros <p>Aportar una alternativa de solución, agilizando las tareas de formulación y diseño, generando ahorros en costos y tiempo.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Mejorar los procesos de diseño, mediante la definición y desarrollo de los aspectos técnicos esenciales necesarios para la

Tabla 1. Continuación

		<p>ejecución de este tipo de proyectos.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Guiar las actividades de formulación y estructuración de proyectos para contribuir al fortalecimiento de los procesos de gestión de recursos públicos.
<p>REDISEÑO DE UN TRAPICHE PANELERO DE 4 MAZAS ACCIONADO CON MOTOR</p>	<p>Tesis, Daniel Alexander Flórez Orrego; Guillermo Andrés Idárraga Alarcón; Walter Arias Ramírez./2011</p>	<p>Los mejores resultados en el desempeño de un molino se obtienen cuando se controlan apropiadamente los dos factores que determinan su funcionamiento:</p> <ul style="list-style-type: none"> • La velocidad de rotación de las mazas y los ajustes de las aberturas de las mazas del par quebrador y el par repasador. • Según el diámetro de la maza mayal, la velocidad de rotación debe estar entre 6 a 15 vueltas por minuto (rpm). • Al aumentar la velocidad de rotación de las mazas, también aumenta la capacidad del molino porque se muele más caña por hora, pero disminuye la extracción, ya que se reduce el tiempo de permanencia de la caña bajo presión. Además el jugo no tiene tiempo suficiente para escurrir

Tabla 1. Continuación

		<p>y es arrastrado por el bagazo.</p> <ul style="list-style-type: none"> • El ajuste de las mazas del par quebrador (entrada de caña) varía entre 11 y 15 mm, dependiendo del tamaño de las cañas (grosor). Para el ajuste del par repasador (salida de bagazo) se recomienda medidas comprendidas entre 0.4 y 1 mm. Para dar una recomendación general de abertura de salida, se considera un valor de 0.5 milímetros. <p>En la tabla 1 se muestran las principales características de operación de los molinos fabricado por la empresa JM Estrada S.A de los cuales el modelo No 12D se asemeja al molino que se pretende rediseñar. Además a modo de comparación, en la tabla 2, se resumen algunas características de los modelos ofrecidos por las diferentes empresas fabricantes de molinos.</p>
<p>Diseño y Modelación virtual de un trapiche para la pyme del sector panelero</p>	<p>Proyecto de grado, Pacheco Peralta; Iván Andrés Posada Pérez; Dany Andrés, 2003</p>	<p>El trapiche consta de dos elementos básicos, el molino que extrae el jugo de la caña; y la hornilla, en la cual se evapora el jugo de caña, que también posee un sistema</p>

Tabla 1. Continuación

		<p>relativamente autosuficiente de combustible (el bagazo producido al extraer el jugo). El presente proyecto tiene como finalidad diseñar un nuevo equipo que extraiga la materia prima para la elaboración de la panela, calcular las especificaciones técnicas para la hornilla (adaptadas a la capacidad del nuevo molino y a las condiciones de salida del bagazo) y la viabilidad de cambiar el combustible que utiliza la hornilla (como caso particular para la Fundación Ciclos) que en la actualidad es una mezcla de bagazo producido por el molino, con otros elementos como, leña, carbón, e inclusive llantas usadas</p>
<p>OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE PREPARACIÓN DE CAÑA INCORPORANDO UNA PRE-PICADORA EN UNA INDUSTRIA AZUCARERA</p>	<p>Artículo, J. Ortiz-Mata; Alberto León-Batalla/2018</p>	<p>En el presente artículo se demostrará cómo optimizar el proceso de preparación de caña En Compañía Azucarera Valdez, incorporando una pre-picadora montada en el transportador principal De caña mecanizada y no mecanizada dentro del proceso de</p>

Tabla 1. Continuación

		<p>preparación, lo que va a incidir en tener Una mejor extracción del jugo, ahora que su proceso siguiente es el de extracción mediante un sistema De difusión al haber adquirido un moderno difusor. El objetivo es incrementar la densidad del lote de Caña y de esta forma aumentar la extracción de la sacarosa y razón o capacidad de molienda (TCH). Además de incrementar el índice de preparación de caña (OPC) relacionado directamente con la Cantidad y calidad de cuchillas y martillos en picadoras y desfibrador. La pre-picadora fue diseñada Tomando como referencia información bibliográfica y la experiencia de técnicos involucrados en el Proceso, quienes indicaron que uno de los factores que interviene directamente en la capacidad De procesamiento de caña en el difusor, es el porcentaje de caña preparada. Con esta forma de</p>
--	--	--

Tabla 1. Continuación

		<p>Optimización se logró eliminar picos de potencia eléctrica generados por la picadora principal tipo Swing Back, mejorando la continuidad en la molienda, disminuyendo los micro tiempos en el conductor Horizontal o principal, a más de eliminar totalmente los picos por sobrecargas de corriente eléctrica.</p>
<p>TRAPICHE, MINGA Y RESISTENCIA. UNA EXPERIENCIA DE SOCIALIZACIÓN POLÍTICA.</p>	<p>Artículo científico, Claudia Jurado Alvarán, Patricia Botero Gómez, diciembre 2012</p>	<p>El artículo presenta algunos avances del proyecto colectivo: Destierro, resistencia y acción Colectiva (Botero et al., 2009, en proceso), específicamente en el Eje Cafetero, a partir de la Experiencias de la comunidad que integra los trapiches paneleros de Supía (Caldas, Colombia). Este estudio indaga la minga como escenario de resistencia cotidiana en el marco de la Socialización política y la configuración de formas de trabajo colectivo, familiar y comunitario. La investigación pretende reconocer los procesos de</p>

Tabla 1. Continuación

		<p>construcción de localidad que Parten de las experiencias de luchas, embates y resistencias populares, campesinas, indígenas, Afrodescendientes, y comunidades en migración transnacional como construcción de referentes De acción colectiva, recontando la historia a partir del propio locus de enunciación de los Agentes socio- culturales y sus narrativas de afirmación, encaminadas hacia la configuración de Una investigación militante, en la cual se presentan "prácticas y experiencias de acción política" Como contrapoderes emergentes que posibilitan la construcción de significados y sentidos en Las comunidades de acuerdo con la des- identificación con formas de neo- colonización de las Prácticas locales y como reconocimiento de procesos de desarrollos alternativos a las lógicas</p>
--	--	--

Tabla 1. Continuación

		<p>Coloniales, así mismo, la expresión de denuncia, manifestación y propuestas de autogestión en Giro colonial en la política.</p>
<p>“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PICADORA DE BAGAZO DE CAÑA DE AZÚCAR”</p>	<p>Tesis, Guijarro Paguay Graciela Inés Paguay Ocaña Héctor Xavier/2011</p>	<p>En el mercado existe una gran variedad de máquinas picadoras de pasto, las cuales no están sustentadas con un diseño propio para el bagazo de caña de azúcar, que tiene muchas aplicaciones en otros países, entre las cuales se incluye la alimentación del ganado. Por ello se ha realizado el diseño y construcción de la máquina picadora de bagazo de caña de azúcar. Además, permite picar forrajes de igual o menor resistencia al corte. Nuestra máquina es un prototipo elegido con bases tanto económicas como técnicas, bajo ciertos requerimientos. Pues la máquina deberá trabajar necesariamente con electricidad y ser manejada por un solo operario. Los parámetros de diseño</p>

Tabla 1. Continuación

		son: Velocidad de entrada del bagazo, Capacidad de corte y Longitud del bagazo picado
--	--	---

Nota. Descripción de las diferentes investigaciones donde se valida los descubrimientos de la caña de azúcar y los trapiches.

1.2 Justificación

Las industrias paneleras y azucareras requieren una mayor producción debido a la demanda actual tanto a nivel nacional como internacional. Según los índices del ministerio de agricultura/FEDEPANELA en el año 2016 se registró que la producción de panela fue del 4.84% (tonelada por hectárea: 1.456.837) y en el año 2018 se registró un aumento al 5.21% (tonelada por hectárea: 1.606.163), con estos incrementos de demanda se plantea a la empresa Metalagro Ltda. que se requiere efectuar el aumento de extracción de jugo en la caña de azúcar en el proceso de macerado, en razón de que a mayor extracción de jugo de caña de azúcar por unidad de caña, se requiere menor necesidad de hectareaje para producir la misma cantidad de jugo de caña extraído.

El aporte de diseño por los investigadores es hacer una máquina que disminuya el tamaño de la caña de azúcar adaptable a trapiches medianos R4-S fabricados por la empresa Metalagro Ltda. para lograr beneficios tanto para la empresa como para sus clientes, entre los cuales se encuentra:

Menos hectareaje usado por los campesinos para lograr una misma cantidad de jugo extraído en comparación con el proceso normal.

Mayor extracción de jugo de caña de azúcar por unidad de caña macerada.



Se logra un acople óptimo entre los engranajes solidarios a los ejes de las masas que maceran la caña de azúcar, lo que permite asegurar una vida útil superior en los engranes y el sistema en general.

Mayor productividad por parte de la empresa Metalagro Ltda gracias a su mejoría productiva de extracción del jugo de caña en sus trapiches junto con la cortadora en comparación con los otros productores de trapiches.

Posible aumento en las ventas por parte de la empresa Metalagro Ltda gracias a la novedad del diseño y a su versatilidad.

Para poder efectuar este diseño se plantearon los parámetros iniciales de como ingresa la caña al trapiche de la manera tradicional sin la cortadora y a donde se quiere llegar con la caña cortada:

Tabla 2.
Dimensiones de la caña de azúcar.

<p>Figura SEQ Ilustración * ARABIC 1.</p> <p><i>Dimensiones de la caña de</i></p>  <p>Nota. Dimensiones de la caña de azúcar corte tradicional. Fuente: Elaboración propia.</p>	<p>Figura SEQ Ilustración * ARABIC 2.</p> <p><i>Dimensiones de la caña</i></p>  <p>Nota. Dimensiones de la caña de azúcar con corte longitudinal Fuente: Elaboración propia.</p>
<p>Longitud (cm);260-330</p>	<p>Longitud (cm):15-330</p>
<p>Área Transversal (cm²):4.15-7.54</p>	<p>Área Transversal (cm²):0.78-7.</p>

Nota. Dimensiones naturales y requeridas en el proyecto, antes y después del uso de la cortadora.

Para validar la información de que se vea una apreciación del aumento de extracción en el jugo de caña, se debe hacer un reajuste de las masas en el trapiche R4-S (que es un trapiche y sus partes, leer marco teórico 8.1.1) lo cual logra garantizar: una mayor área

de contacto directo entre las masas y la caña de azúcar, y paralelamente a esto, se consigue una transmisión óptima entre engranes el cual se da en la distancia primitiva ajustando la distancia entre centros de los engranajes (ver Figura 3 y 4).

Los datos iniciales de los engranes Mayal y Recibidor, los cuales son los engranes cuya distancia entre centros debe ser corregida, son:

Tabla 3.

Variables utilizadas en el capítulo

Variables utilizadas en este capítulo		
Símbolo	Variable	Unidades SI
M	Modulo	-
Dp	Diámetro primitivo	Mm
N	Numero de dientes	-
De	Diámetro exterior	Mm
Dpm	Diámetro primitivo engrane mayal	Mm
Dpr	Diámetro primitivo engrane recibidora	Mm
Dc	Distancia entre centros correcta	Mm

Nota. Variables usadas en el proceso de cálculo.

Mayal:

$$N = 16 \text{ dientes}$$

$$de = 70.7 \text{ mm}$$

Recibidora:

$$N = 12 \text{ dientes}$$

$$de = 57.3 \text{ mm}$$

Se tiene entonces para m:

Ecuación 1. Módulo de piñones de dientes rectos.

$$m = \frac{dp}{N}$$

$$m = \frac{de}{N + 2}$$

De lo que se deduce que:

$$m = \frac{dp}{N} = \frac{de}{N + 2}$$

Ahora despejando dp:

Ecuación 2. Diámetro primitivo de piñones rectos.

$$dp = \frac{N}{N + 2} * de$$

Se obtienen los valores para dpm y dpr

$$dpm = 62.844 \text{ mm}$$

$$dpr = 49.114 \text{ mm}$$

Y posteriormente se obtiene un dc de:

Ecuación 3. Distancia entre centros de engranajes.

$$dc = \frac{dpm + dpr}{2}$$

$$dc = 111.958 \text{ mm}$$

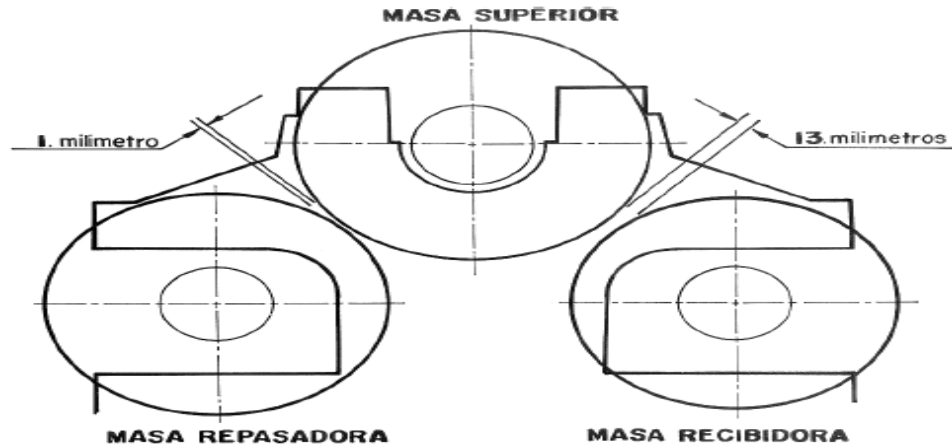
Con m igual a:

$$m = 4 \text{ mm}$$

Con la explicación anterior se logra evidenciar que la distancia entre centros adecuada es de 111.954 mm de los engranajes (todo el desarrollo es esta expuesto en el libro de Norton, Diseño de máquinas, actualmente los trapiches fabricados por la empresa tienen un ajuste diferente en sus distanciamientos de las masas por qué se debe dar una apertura de 13 mm para que ingrese la caña (ver Figura 3).

Figura 3.

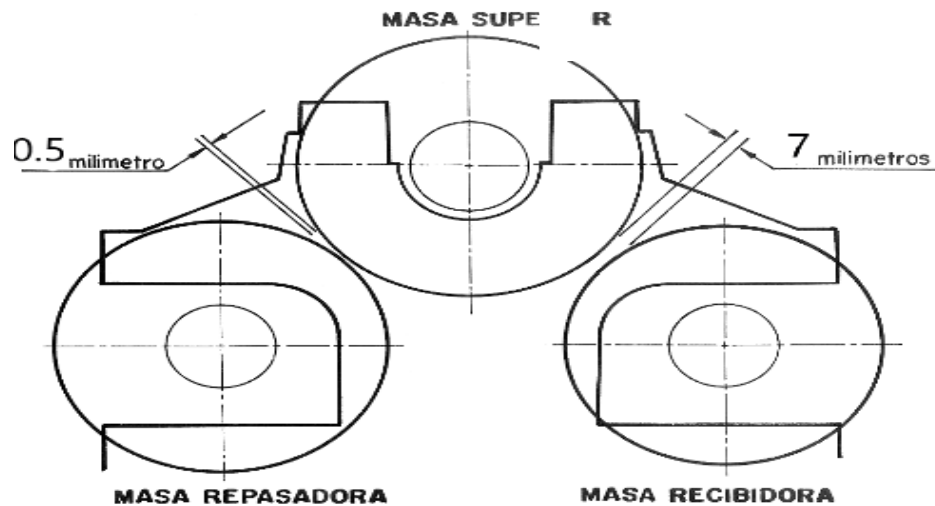
Distancia de centros de las masas forma tradicional.



Nota. Variables usadas en el proceso de cálculo. Fuente: METALAGRO Ltda. Figura 6. Graduación recomendada para las mazas de los molinos. MAN [1]UAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE MOLINOS R2 R4 R5 R8 ESTÁNDAR. 1.0. Bogotá D.C.: 2020. Paginación: 12 DE 25

Figura 4.

Distancia de centros de las masas con reajuste



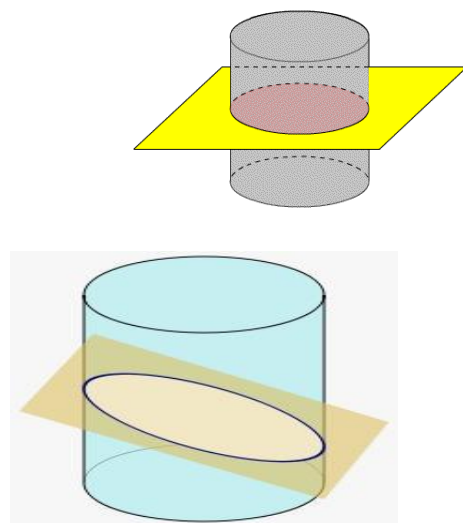
Nota. Distanciamientos requeridos entre masas para el proceso planeado. Fuente: METALAGRO Ltda. Figura 6. Graduación recomendada para las mazas de los molinos. MANUAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE MOLINOS R2 R4 R5 R8 ESTÁNDAR. Versión Modificada. 1.0. Bogotá D.C.: 2020. Paginación: 12 DE 25

Se realizó una prueba experimental en una de las plantas procesadoras de panela en la cual se utiliza el trapiche R4-S, correspondiente al enfoque de éste proyecto, como herramienta principal de extracción del jugo de la caña de azúcar, cuyo proceso consistió en realizar varios métodos de corte a la caña, y posteriormente, tomar esa caña pre-procesada y abastecer al trapiche con ella.

Los tipos de método de corte para la caña utilizados fueron tres:

Corte únicamente transversal.

Figura 5.
Método de corte transversal



Nota. Modo de corte transversal e inclinado, respectivamente, para pruebas de eficiencia de extracción. Fuente: Varsity Tutors, «Secciones transversales,» NEW YORK, 01 01 2020. [En línea]. Available: https://www.varsitytutors.com/hotmath/hotmath_help/spanish/topics/cross-sections. [Último acceso: 10 08 2020].

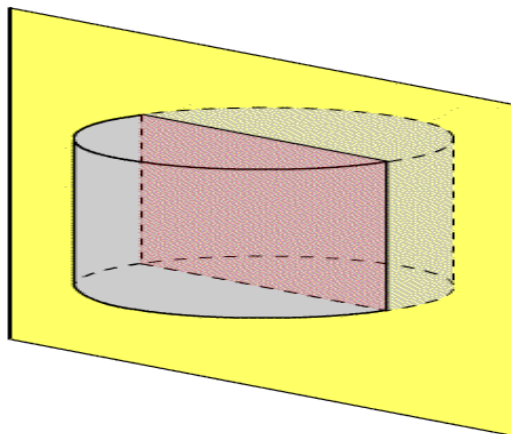
Utilizando éste método de corte se obtuvieron problemas de sobreesfuerzo por parte del trapiche al momento de macerar la caña pre-procesada de manera transversal, y además, se requiere una gran cantidad de esfuerzo cortante para lograr éste corte. Todo esto para un aumento casi nulo en el porcentaje de extracción.

El corte transversal inclinado represento los mismos problemas de trabajo operacional y además de esto no se generaba un arrastre por parte de las masas al ser tan pequeños los casquetes inclinados y no tener una longitud apreciable de arrastre.

Corte únicamente longitudinal.

Figura 6.

Método de corte longitudinal



Nota. Modo de corte longitudinal para pruebas de eficiencia de extracción. Fuente: Varsity Tutors, «Secciones transversales,» NEW YORK, 01 01 2020. [En línea]. Available: https://www.varsitytutors.com/hotmath/hotmath_help/spanish/topics/cross-sections. [Último acceso: 10 08 2020].

Utilizando éste método de corte se obtuvieron los mejores resultados en cuanto a facilidad de corte, cantidad de extracción y facilidad de macerado por parte del trapiche. Puede observarse en la anterior Figura 2.

Corte tanto transversal como longitudinal.

Utilizando este método la cantidad de partículas en suspensión residuo del corte era excesiva, lo suficiente como para elevar la cantidad de trabajo al momento de llevar a cabo el proceso de filtrado posterior al macerado. Además de requerir un esfuerzo considerablemente grande al momento de hacer el corte transversal. Todo para obtener

una extracción adicional al proceso normal relativamente baja, más baja a la que se obtiene ciertamente con el corte longitudinal.

Método de corte seleccionado

Ahora bien, escogido el corte longitudinal debido a sus múltiples beneficios, se explica el proceso de prueba para cada uno de los métodos de corte, con el que se obtuvo el porcentaje de extracción de cada método:

Se toma una cantidad determinada de caña de azúcar la cual se pesó en una báscula de balanza Mecánica Colgante de Reloj 200 kg marca IBANIAL(ver Figura 7) en dicha bascula se realizó la prueba experimental con un peso de 100 kg de caña sin cortar e igualmente una cantidad correspondiente a 100 kg de caña cortada individualmente para cada método, posteriormente a esto se maceró lo anterior individualmente en el trapiche para obtener el jugo de la caña y posteriormente pesar la cantidad de jugo extraído en cada caso de corte, finalmente, se compara con la cantidad normal de extracción con la caña sin cortar de ningún modo.

Se obtuvieron los siguientes resultados, procedentes de realizar el proceso anterior 5 veces y promediando cada porcentaje obtenido de cada método de corte:

Ecuación 4. Eficiencia de extracción en el jugo de caña de azúcar.

$$EXTRACCIÓN (\%) = \frac{\text{Peso de jugo (kg)}}{\text{Peso de caña(kg)}} * 100\%$$

Tabla 4.

Eficiencia de extracción con los diferentes métodos de corte.

Método de Corte	Extracción (%)
Sin Cortar	58
1	60
2	65
3	62

Nota. Resultados de eficiencia de extracción.

Figura 7.

Peso de jugo extraído de la caña.



Nota. Experimentación de resultados con el jugo de caña extraído por el trapiche.

$$\text{Extracción Cortar la Caña} = \frac{58 \text{ kg}}{100 \text{ kg}} * 100\% = 58\%$$

$$\text{Extracción Método 1 de Corte} = \frac{60 \text{ kg}}{100 \text{ kg}} * 100\% = 60\%$$

$$\text{Extracción Método 2 de Corte} = \frac{65 \text{ kg}}{100 \text{ kg}} * 100\% = 65\%$$

$$\text{Extracción Método 3 de Corte} = \frac{62 \text{ kg}}{100 \text{ kg}} * 100\% = 62\%$$

Los resultados obtenidos de la prueba experimental dan evidencia de que independientemente del modo de corte que se haga a la caña siempre y cuando se disminuya el tamaño volumétrico de esta, siempre va aumentar la extracción del jugo de la caña de azúcar. El mayor propósito es poder llegar a un intervalo entre en 65%-70%, por lo que se escoge el método longitudinal, con el objetivo de aumentar la capacidad de macerado al trapiche R4-S de la siguiente manera:

Tabla 5.
Capacidad de caña/Hora (corriente vs cortada)

Modelo	Cap. Kg caña/Hora (Corriente)	Cap. Kg Caña/ Hora (Con cortadora)
R4-S	900	950-1050

Nota. Capacidad de caña cortada para dar una proporción de peso extraído con el adaptador a diseñar.

La necesidad de mejorar la eficiencia en la extracción de jugo se ve apropiada para presentar un proyecto que busca desarrollar las capacidades investigativas existentes en la Fundación Universidad de América para responder a las necesidades de un amplio sector de la población, en este caso específico, con el desarrollo de tecnologías propias que impulsen una nueva generación de productos con base en el jugo de caña. Esto contribuye con el fortalecimiento de la relación Sector productivo de la empresa Metalagro Ltda, con la evaluación de tecnologías que posibilitan el desarrollo de innovaciones. Todo esto de cara a la oportunidad que representa una creciente demanda, frente a lo cual el sector panelero debe desarrollar sus evidentes ventajas comparativas y competitivas.

En la agroindustria Colombia y en Latinoamérica no poseen diseños ejecutados físicamente como el que se está planteando con la empresa Metalagro Ltda, es decir, un modelo de diseño que, en este caso, facilita la formulación de un proyecto para la construcción de una máquina cortadora adaptable al trapiche R4-S, este proyecto será

implementado por la entidad que evidencia la ocurrencia de una problemática que pueda ser atendida mediante el desarrollo de esta investigación, siempre que se cumplan las condiciones de entrada establecidas en el estudio.

Es importante tener claridad que los componentes de diseño de este proyecto deben ser validados y ajustados a las realidades y características generales de los trapiches R4-S, con el fin de aportar una mayor productividad tanto comercial como económica, lo cual generará un reconocimiento mayor de la empresa con respecto a la competencia, siendo el más adecuado competitivamente, ya que la empresa FUNDYMAQ Ltda. Barbosa Santander (J.P) está a la vanguardia con Metalagro Ltda. Y tienen en la actualidad un desempeño de extracción del 75% del jugo, pero con la gran desventaja de que para lograr esta extracción se deben implementar muchos factores de diseño los cuales tienen un muy elevado costo de fabricación a comparación con la empresa Metalagro Ltda.

La idea principal como fue anteriormente mencionado, es hacer la máquina adaptable que pueda satisfacer mayores requerimientos que tiene la empresa competente, para así mismo hacer que los deudores comerciales a los cuales se está distribuyendo el producto, tengan la certeza y seguridad de que a la hora de adquirir este producto será más económico y no tendrá un gran sobredimensionamiento en la instalación del lugar en su propia empresa panelera.

1.3 Hipótesis o solución del problema

Una vez reconocido el problema principal tratado en este documento, (la deficiencia en el proceso de extracción del jugo de la caña de azúcar), se enfoca la solución de tal problema en, primero, un tratamiento especial para la caña de azúcar antes de que éste entre en el proceso de macerado en el trapiche, y segundo, en una modificación de una de las variables de trabajo propias de trapiche, la distancia entre centros de las masas que maceran la caña.

La primera solución consiste en crear una máquina que pre procese la caña de azúcar llevando sus dimensiones iniciales naturales a unas de menor valor, es decir, disminuir su tamaño antes de que entre en el proceso de macerado en el trapiche.

La segunda, consiste en generar una tolerancia menor entre maza y maza, (modificación fácilmente posible de realizar ya que el diseño propio del trapiche lo permite), para lograr un aumento en el área de contacto entre el conjunto maza-caña-maza, y además aprovechar la disminución del tamaño de la caña anteriormente explicado, al obtener caña pre procesada más fácil de macerar.

Actualmente los trapiches horizontales tienen una eficiencia del 50%-60%, el principal objetivo de la empresa y los investigadores es lograr una mayor eficiencia de extracción en un rango del 65%-70% por medio de lo anteriormente propuesto.

Para cumplir este objetivo desde la academia en vista de las problemáticas de este importante sector agroindustrial, el proyecto busca dar las bases para el desarrollo de innovaciones en productos, que permitan al sector panelero responder a las nuevas exigencias de consumo en el mercado de panela. En primera instancia, se ha generado una propuesta, la cual consiste en el diseño de una máquina que disminuya el tamaño de la caña de azúcar adaptable a trapiches medianos R4-S fabricados por la empresa Metalagro Ltda, como la alternativa tecnológica más adecuada, por consideraciones técnico-económicas.

El tipo de análisis ingenieril que se debe realizar depende principalmente de los diferentes tipos de caña, razón por la cual se debe tener en cuenta los diámetros, esto con el fin de realizar un propio medidor de tolerancia con el objetivo de lograr una mayor eficiencia de extracción, es decir, entre menos tolerancia, mayor eficiencia hay en la extracción, logrando disminuir las principales tolerancias del trapiche original.

Otro factor a tener en cuenta, es la potencia al acoplado, se realiza el análisis con datos teóricos de libros, revistas y enciclopedias, de las cuales se concluye que se pueden hacer dos procesos de transmisión por engranajes y la transmisión de potencia

por cadenas. Es importante tener en cuenta que en este proyecto se deben tener las condiciones de diseño ideales, lo cual implica que, para su formulación e implantación, se necesitará ajustar la información a las realidades particulares del trapiche R4-S.

1.4 Objetivo general

Diseñar una máquina que disminuya el tamaño de la caña de azúcar adaptable a trapiches medianos R4-S fabricados por la empresa Metalagro Ltda.

1.4.1 Objetivos específicos

1.4.1.i. Caracterizar el modo funcional y las cualidades del trapiche mediano R4-S y la caña de azúcar.

1.4.1.ii. Plantear el diseño conceptual del sistema general, parametrización de la máquina, su modo funcional y las diferentes alternativas de diseño propuestas.

1.4.1.iii. Realizar el diseño detallado y sus cálculos respectivos, seleccionando el más favorable entre las alternativas propuestas en el objetivo anterior.

1.4.1.iv. Elaborar el manual de mantenimiento, de montaje y operación para la máquina diseñada ya en su totalidad.

1.4.1.v. Realizar el análisis financiero del proyecto y análisis de impacto ambiental.

2. CARACTERIZAR EL MODO FUNCIONAL Y LAS CUALIDADES DEL TRAPICHE MEDIANO R4-S

La línea de fabricación de los trapiches sencillos o estándar fabricados por la empresa Metalagro Ltda son los modelos R-2, R4-S, R5-S y R8-S, se definen como los diseños para pequeños y medianos cultivadores de caña, los cuales tiene como característica principal que su sistema reductor de velocidad se encuentra incorporado a la misma base de la máquina [2].

Para el presente proyecto, se describirá el modelo R4-S fabricado por la empresa Metalagro Ltda, con el fin de poder dar las características funcionales y las cualidades que tienen en su funcionamiento y el proceso de macerado para la caña. A consecuencia de que la máquina que se diseñará tendrá el objetivo de disminuir el tamaño de la caña de azúcar adaptable al trapiche mediano R4-S.

2.1 Modo funcional del trapiche mediano r4-s fabricado por la empresa Metalagro Ltda

Metalagro Ltda es una empresa dedicada a la Fabricación y Comercialización de Maquinaria agrícola, con actividad principal en el sector Panelero. En este sector panelero se especifica la línea comercializadora de trapiches horizontales, en el cual está el trapiche R4-S. Para poder brindar un mayor impacto comercial la empresa decidió nombrar la línea de los trapiches como el panelero (observar Figura 8) la marca oficial con la que distribuyen a nivel nacional e internacional de trapiches.

Figura 8.
Trapiche R4-S marca el panelero.



Nota. Trapiche R4-S marca el panelero usado para realizar todas las pruebas mostradas anteriormente. Fuente: METALAGRO LTDA. portada. MANUAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE MOLINOS R2 R4 R5 R8 ESTÁNDAR. 3.0. Bogotá D.C.: 2020. Paginación: 1 DE 25

2.1.1 Cálculo de velocidad y potencia

La velocidad recomendada para los molinos de caña de azúcar con el objetivo de obtener un máximo de extracción y eficiencia en la producción es de 6 a 7 metros por minuto como velocidad tangencial de la maza superior (según investigaciones hechas por CORPOICA) [3]. Para el modelo R4 se recomiendan de 12 a 13 RPM en la maza superior.



La velocidad angular de giro en la masa superior recomendada por CORPOICA define principalmente cual es el motor que proporcionara la potencia requerida para el trapiche, con un análisis ya realizado por los ingenieros de la empresa Metalagro Ltda. Se definió que cualquier tipo de motor debe tener una relación de transmisión de 11.08 a 1 [4]

Con los requerimientos previos que se plantearon en la información anterior, los ingenieros de la empresa Metalagro Ltda tomaron como base las poleas universales que están estandarizadas para ponerlas en los motores, dependiendo ya del tipo de motor

que el cliente requiera para su molienda así mismo hicieron la relación de poleas que debe tener el sistema entre polea del motor y polea del molino.


A continuación, se describirán en tablas los 3 tipos de motores que más comercialización tienen en la industria y sus respectivas relaciones de poleas:

Tabla 6.
Motor Diésel para el modelo R4-S

MODELO R4-S		RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 11.08 a 1		
Tipo de motor	RPM salida del motor	Polea del motor	Polea del molino	RPM maza superior
Diésel 6 H.P.  <p>Fuente: Alibaba "motor tipo lister", [En Línea]. Disponible: https://www.indiamart.com/proddetail/lister-type-diesel-engine</p>	650	8"	39"	12.1
Diésel 8 H.P.  <p>Fuente: Alibaba "motor tipo lister", [En Línea]. Disponible: https://www.indiamart.com/proddetail/lister-type-diesel-engine-8hp-850-rpm</p>	850	6"	39"	11.6

Nota. Motores diésel más usados en la industria panelera para impulsar trapiches.


Tabla 7.
Motor eléctrico para el modelo R4-S.

MODELO R4-S		RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 11.08 a 1		
Tipo de motor	RPM salida del motor	Polea del motor	Polea del molino	RPM maza superior
Eléctrico 8 H.P. 	1700	3.5''	39''	13.8

Nota. Motores diésel más usados en la industria panelera para impulsar trapiches.

Tabla 8.

Motor a gasolina para el modelo R4-S.

MODELO R4-S		RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 11.08 a 1		
Tipo de motor	RPM salida del motor	Polea del motor	Polea del molino	RPM maza superior
Eléctrico 8 H.P. 	3000	Eje intermedio relación 2:1	39''	14

Fuente: Durespo "motor a gasolina". [En Línea]. Disponible: <https://www.durespo.com/motores-a-gasolina/motor-a-gasolina-eje-horizontal-16-hp-2.html>

Nota. Motores diésel más usados en la industria panelera para impulsar trapiches.

2.1.2 Elemento de conexión entre motor y trapiche

Después de tener la selección del motor más adecuado para la molienda dependiendo del ámbito espacio ambiente de la finca.

Se debe comprar la correa plana¹ (ver Figura 9) para lograr la transmisión de potencia entre el motor y el trapiche por medio de las poleas.(ver Figura 10).

Figura 9.

Correa plana para la transmisión de potencia entre el motor y trapiche.



Nota. Correa o banda usada comúnmente para la transmisión de potencia del motor al trapiche que macera la caña en le proceso de extracción. Fuente: [2] Megalinear P3.3, «DIRECT INDUSTRY,» 01 09 2020. [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/megadyne/product-14254-2224825.html>.

Figura 10.

Transmisión de potencia Figura trapiche R4-S y motor diésel.



Nota. Figura de la transmisión de potencia entre un motor diésel de 8 caballos de fuerza y un trapiche tradicional.

Después de que la potencia es suministrada en la polea de diámetro 39” del trapiche, se comenzará a transformar en diferentes relaciones de velocidad angular y torque por los 4 juegos de engranes diferentes que tiene el trapiche.

Se realizará una descripción relativa de como inicia desde el primer eje donde está la polea del trapiche en la entrada, hasta el último eje que está ubicado en la maza superior del trapiche.

2.1.3 Sistema de relación de engranajes para el trapiche R4-S

Todo el sistema de transmisión de potencia en el trapiche R4-S está compuesto por trenes de engranaje compuesto, los cuales son los encargados de transformar el torque y velocidad angular de entrada al sistema, proveniente del motor estacionario seleccionado por el cliente.

Para evidenciar las relaciones de velocidad angular transmitidas, se hace la demostración en ecuaciones indicando los dos módulos de piñones que hay en el sistema:

Tabla 9.

Descripción general de piñones en el trapiche R4-S

Símbolo/	Piñón	Piñón	Piñón	Piñón	Piñón	Piñón
----------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Variable	<i>motriz</i>	<i>intermedio</i>	<i>con Catalina</i>	<i>Catalina</i>	<i>mayal</i>	<i>Recibidor-Repasador</i>
<i>Número dientes (N)</i>	12	36	13	48	16	12
<i>Velocidad Angular (w)(rpm)</i>	(133-152)	(44,33-50,66)	(44,33-50,66)	(12,006-13,72)	(12,006-13,72)	(16-18,293)
<i>Modulo (m)</i>	8	8	8	8	4	4
<i>Diámetro exterior (d_e)(mm)</i>	112	304	120	400	70,7	57,3

Nota. Características y cualidades técnicas de los piñones que componen el sistema de transmisión de potencia y movimiento en el trapiche R4-S.

Ecuación 5. Módulo de piñones hasta el piñón catalina.

$$m = \frac{\text{Piñón catalina de}}{N + 2} = \frac{400}{48 + 2} = 8$$

Primera relación de transmisión en eje motriz

El trapiche R4-S tiene una polea de 39" la cual está encargada de recibir la potencia suministrada por el motor, el eje en el que esta soportada la polea del trapiche tiene un piñón motriz (ver Figura 11) de 12 dientes, en el cual dicho eje gira a una velocidad angular entre (133 RPM-152 RPM) [ver ecuación 6.] esto depende del tipo de motor especificado en de las tablas de motores anterior mente mencionadas.

Ecuación 6. Velocidad angular del eje motriz.

$$\frac{650 \text{ RPM}_{DEL \text{ MOTOR}}}{39" \text{ diametro de poela trapiche}} = \frac{\text{RPM}_{\text{ eje motriz}}}{8" \text{ diametro polea motor}} = 133 \text{ RPM}$$

Figura 11.

Eje motriz con polea y piñón



Nota. Eje principal del trapiche R4-S usado para transmitir potencia tanto al sistema de macerado del trapiche como a la cortadora correspondiente a este proyecto.

Segunda relación de transmisión en el eje intermedio

En la primera relación de engranes se tiene un tren de engranajes compuesto, paralelo y en serie entre piñones. En el cual, el eje intermedio soporta dos piñones de diferentes radios de paso ϕ (ver Figura 12).

El piñón intermedio tiene 36 dientes y esta engranado con el piñón motriz anteriormente mencionado, esta relación de engranes transforma la velocidad angular de (133 RPM-152 RPM) a (44,33 RPM- 50,66 RPM) (Ecuación 8). Dicha velocidad angular transformada se transmite igualmente al segundo piñón del eje motriz llamado piñón conector de catalina el cual tiene 13 dientes.

Ecuación 7. Velocidad angular entre engranajes. (Norton,Diseño de máquinas)

$$\frac{RPM_{impulsado}}{RPM_{motriz}} = \frac{N_{motriz}}{N_{impulsado}}$$

Ecuación 8. Velocidad angular del eje intermedio.

$$RPM_{impulsado-intermedio} = \frac{12_{motriz-motriz}}{36_{impulsado-intermedio}} * 133 \text{ RPM} = 44,33 \text{ RPM}$$

Figura 12.

Eje intermedio con piñón intermedio y con catalina



Nota. Eje intermedio del trapiche R4-S usado para transmitir potencia a una masa en específico por medio de un sistema de engranajes.

Tercera relación de transmisión en el eje de la maza mayal

Para la segunda relación de engranes se tiene el eje principal de la maza mayal encargada de cumplir la función de macerar la caña de azúcar en la entrada como en salida del trapiche.

En este eje mayal se tiene el segundo tren de engranajes compuesto y paralelo al eje intermedio. Se alojan 2 piñones (ver Figura 13), en el cual el primero recibe el nombre de piñón catalina con 48 dientes que recibe la potencia transmitida por el piñón conector de catalina.

La relación de velocidad angular transformada pasa de (40,33 RPM- 50,66 RPM) a (12 RPM- 13,7 RPM) (Ecuación 9.), y el segundo piñón alojado en el mismo eje es el piñón mayal de 16 dientes que gira a la misma velocidad angular del piñón catalina.

Dicha relación da evidencia de la transformación de potencia suministrada desde el motor estacionario hasta la maza superior o mayal.

Ecuación 9. Velocidad angular del eje maza mayal.

$$RPM_{impulsado-catalina} = \frac{13_{motriz-com.catalina}}{48_{impulsado-catalina}} * 44,33 \text{ RPM} = 12 \text{ RPM}$$

Figura 13.

Eje mayal con piñón catalina y piñón mayal.



Nota. Eje mayal del trapiche R4-S usado para transmitir potencia al engrane principal usado para accionar todo el sistema de engranes que mueven las masas de macerado.

Cuarta relación de transmisión en los ejes de las masas recibidora y Repasadora

El sistema de macerado en el trapiche R4-S esta interconectado por 1 solo piñón llamado piñón mayal de 16 dientes, es el encargado de transmitir la potencia desde el eje de la maza mayal hasta el eje de las masas recibidora y repasadora (ver Figura 1.7) engranadas por el piñón mayal y los piñones recibidor y repasador que tienen las mismas características de diseño con un total de 12 dientes.

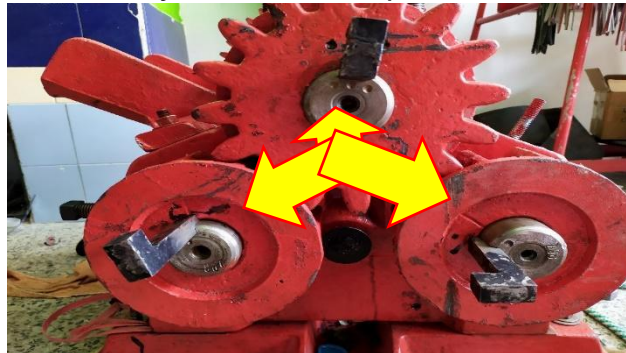
La transformación de velocidad angular entre estos ejes pasa de (12 RPM- 13,7 RPM) a (16 RPM – 18,26 RPM) (ecuación 10.), esta relación debe aumentar en las mazas inferiores porque son las encargadas de hacer el arrastre de la caña de azúcar con el objetivo de evitar que el operador del trapiche corra algún riesgo laboral al intentar hacer que ingrese la caña al sistema.

Ecuación 10. Velocidad angular del eje maza recibidora y repasadora.

$$RPM_{impulsado-recibidor,repasador} = \frac{16_{motriz-maya}}{12_{impulsado-recibidor,repasador}} * 12RPM = 16 RPM$$

Figura 14.

Transmisión de potencia entre ejes de masas mayal, recibidor, repasador.



Nota. Ejes correspondientes a cada una de las masas que componen el sistema de macerado. Masa mayal, recibidora y repasadora para el proceso de extracción.

2.1.4 Cualidades del trapiche mediano R4-S fabricado por la empresa Metalagro Ltda

Todos los trapiches fabricados por la empresa Metalagro Ltda están contruidos y mecanizados en un mismo punto de producción. Allí hacen el ensamble de todas las piezas que componen el trapiche y junto con ellas se tiene información de cada referencia para los trapiches, entre ellos el trapiche mediano R4-S.

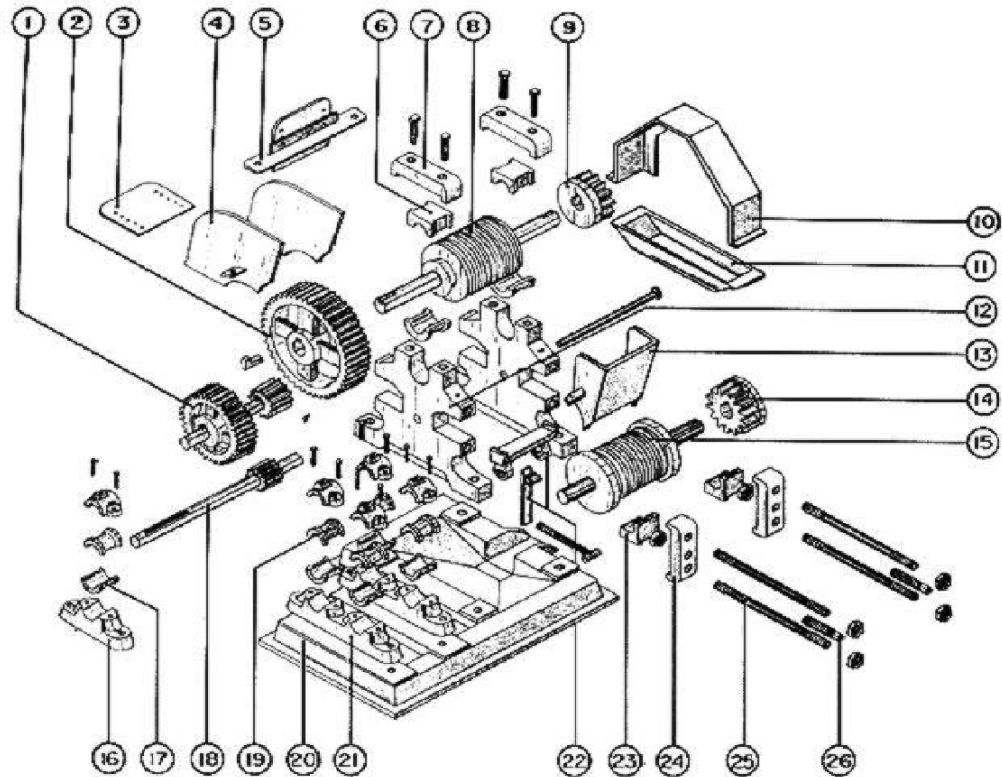
2.1.4.i. Piezas del trapiche mediano R4-S fabricado por la empresa Metalagro Ltda. En el ensamble de las piezas para un trapiche se debe tener en cuenta principalmente el alineamiento correcto en la instalación, porque si no se hace adecuadamente se presentará la rotura de una pieza o el desgaste precipitado de las mismas.

Los componentes mecánicos de soporte, transmisión, acople, apriete y guías de trasmisión, están identificados en 26 partes principales (ver Figura 15.) Incluyendo

tornillería y tuercas. Para el presente proyecto de investigación se dará información específica que requiera el diseño de la máquina planteada por los desarrolladores:

Figura 15.

Explosionado modelo trapiche R4-S



Nota. Trapiche tradicional R4-S desensamblado para fácil visualización de su fisonomía y lógica de trabajo internas. Fuente: METALAGRO LTDA. Figura 4. Despiece general e identificación de las piezas de los molinos R5 y R8. MANUAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE MOLINOS R2 R4 R5 R8 ESTÁNDAR. 1.0. Bogotá D.C.: 2020. Paginación: 10 DE 25

- | | |
|-----------------------------------|------------------------------------|
| 1. PIÑÓN INTERMEDIO. | 14. PIÑÓN DE MAZA LATERAL. |
| 2. PIÑÓN CATALINA. | 15. MAZA RECIBIDORA O MACHACADORA. |
| 3. LAMINA RASPADORA INFERIOR. | 16. SOPORTE MOTRIZ. |
| 4. ALETA GUARDAMANO DE SALIDA. | 17. CASQUETE SOPORTE MOTRIZ. |
| 5. ANGULO Y RASPADOR SUPERIOR. | 18. EJE Y PIÑÓN MOTRIZ. |
| 6. CASQUETE O CHUMACERA SUPERIOR. | 19. CASQUETES DE TRANSMISIÓN. |
| 7. TAPA SUPERIOR DE CUREÑA. | 20. BASE O GUARAPERA. |
| 8. MAZA SUPERIOR O MAYALERA. | 21. SOPORTES DE TRANSMISIÓN. |
| | 22. SISTEMA DEL TORNABAGAZO. |

9. PIÑÓN DE MAZA SUPERIOR.
10. ARCO TAPAPIÑÓN LATERAL.
11. POZUELETA.
12. BASTIDOR O CUREÑA.

23. CASQUETE O CHUMACERA LATERAL.
24. TAPA LATERAL DE CUREÑA.
25. TORNILLOS TRANSVERSALES.

2.1.4.ii. Materiales de fabricación para el trapiche R4-S por la empresa metalero Ltda

Los modelos de trapiches fabricados por la empresa de Metalagro Ltda tienen los mismos materiales de fabricación para cada pieza específica que lo componen. El modelo R4-S tiene principalmente catorce (14) piezas de ensamblen para poder realizar su trabajo de operación.

Entre los materiales que se compone el trapiche son:

- Hierro nodular
- Bronce SAE 64
- Acero 1045
- Acero A36
- Tornillos grado 2
- Pintura para metales
- Plástico de propileno

Una de ellas es el bastidor o cureña (ver Figura 16.). Este bastidor es el encargado de soportar y alinear las mazas y sus componentes acoplados, cuenta con tornillos sujetadores sobresalientes y ajustables donde se plantea acoplar la máquina que disminuya el tamaño de la caña de azúcar adaptable a trapiches medianos R4-S fabricados por la empresa Metalagro Ltda con el objetivo de alinearla y anclarla.

Esta pieza está fabricada en material de hierro nodular que presenta mayor aleaciones de hierro-carbono-silicio con contenido de carbono generalmente arriba del 2%, en cantidad superior a la que puede ser obtenida en solución sólida en la austenita de modo que resulta carbono parcialmente libre, en forma de laminillas o nódulos de grafito ².

Todas estas características plantean principalmente que no se presentará ningún problema en algún sobre esfuerzo o sobre carga en la cureña, ya que el diseño de la maquina se realizará con soportes independientes del trapiche, solo se requerirá la alineación para poder ingresar la caña pre-procesada sin ningún problema de atascamiento o no alimentación al trapiche.

Figura 16.

Trapiche R4-S, señalización parte de la cureña.



Nota. Cureña del trapiche tradicional R4-S usada para alinear y sujetar el trapiche con la cortadora para su trabajo en conjunto de corte y macerado.

2.2 Caracterizar las cualidades de la caña de azúcar








Investigar los diferentes tipos de caña más comúnmente sembradas en las zonas productoras de panela

Según el proceso de investigación llevado a cabo para el desarrollo de este objetivo, en base a publicaciones realizadas por la FAO, u Organización de Alimentos y Agricultura de las Naciones Unidas, por sus siglas en inglés, en conjunto con la Corporación Colombiana de Investigación Agropecuaria (Corpoica), y el Plan de Mejoramiento Alimentario y Nutricional de Antioquia (Plan MANÁ), las variedades de caña de azúcar utilizadas en el territorio colombiano con mayores beneficios para los productores de jugo de caña son 13, utilizadas para llevar a cabo el proceso de extracción para su posterior tratamiento y obtención de productos derivados.

Estas 13 variaciones son clasificadas como:

Figura 17.
Tipos y variedades de caña de azúcar.

Variedad	Ilustración	Variedad	Ilustración
POJ 28 – 78		Co 419	
POJ 27 – 14		CP 57 – 603	
Co 421		PR 61 – 632	

Variedad	Ilustración	Variedad	Ilustración
PR 11 – 41		CC 86 – 45	
RD 75 – 11		CC 85 – 47	
CC 84 – 75		CC 85 – 57	
	Variedad	Ilustración	
	CC 85 – 92		

Nota. Cureña del trapiche tradicional R4-S usada para alinear y sujetar el trapiche con la cortadora para su trabajo en conjunto de corte y macerado. Fuente: F.A.O, «BUENAS PRACTICAS AGRICOLAS Y BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA(BPM),» 2020 01 01. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/3/a1525s/a1525s03.pdf>.

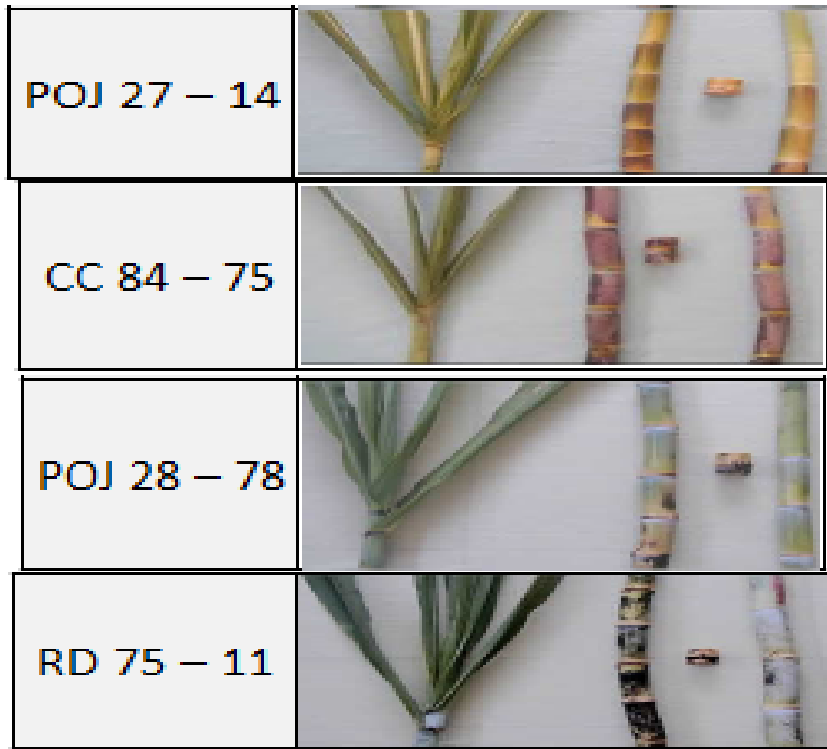
Todas éstas con una calidad de panela derivada luego del proceso correspondiente siempre igual o superior a “Muy buena” como se verá posteriormente en la indagación de las variedades de caña escogidas.

De esas 13 variedades, hay 4 que arraigan la mayor cantidad de uso en el territorio nacional por sus cualidades físicas – agronómicas y químicas – industriales, además de tener cualidades de mayor afinidad con las características necesarias para llevar a cabo el presente proyecto.

Esas 4 variedades son las siguientes:

Figura 18.

Variedad de caña seleccionada para la máquina a diseñar.



Nota. Cuatro variedades escogidas por los autores dependiendo de las características y cualidades más importantes que definen la caña en pro de la mayor criticidad del proyecto. Fuente: F.A.O, «BUENAS PRACTICAS AGRICOLAS Y BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA(BPM),» 2020 01 01. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/3/a1525s/a1525s03.pdf>.

Estas 4 variedades, según la información que se presentará a continuación, (la cual se puede contrastar con las referencias utilizadas), son las variedades con magnitudes físicas como: diámetro, altura de planta, índice de crecimiento, producción de panela y de cachaza – melote, calidad de panela, entre otras, que sitúan el diseño propuesto en éste proyecto en una situación de criticidad necesaria para lograr un funcionamiento correcto y admisible al final del diseño.

Además de obtener un diseño que pueda ser usado objetivamente con las variedades de mayor uso en el territorio colombiano, lo cual, hace parte del objetivo general del presente proyecto.

Para que el lector tenga completa comprensión de la información de cada uno de los 4 tipos de caña escogidos, a continuación, se muestran un par de definiciones necesarias que puedan escapar del conocimiento común, ya que hay términos técnicos utilizados en este contexto que pueden ser algo confusos:

Macerado:

Proceso que se lleva a cabo en el trapiche, donde las mazas de éste, presionan conjuntamente la caña de azúcar extrayendo el jugo en su interior por aplastamiento.

Morfología:

La morfología es un término usado en la biología, el cual trata de la forma física de los seres orgánicos y de las modificaciones que experimenta.

Hace referencia a aspectos o características externas que permiten diferenciar la forma y estructura de una planta o individuo vivo, con relación a si mismo, o con otros de su misma especie.

Resistencia:

Es una característica intrínseca a un material genético, mediante el cual ofrece un buen comportamiento frente a situaciones adversas a su desarrollo, como, por ejemplo, resistencia a la sequía, al ataque de una plaga determinada o al ataque de algún microorganismo patógeno.

Volcamiento:

Característica de una variedad de caña mediante la cual sus tallos tienden a caerse o a tenderse sobre el suelo. Por lo general es un carácter indeseable.

Bagazo:

Es el residuo que se obtiene después del proceso de macerado o de extracción del jugo de caña de azúcar. Usualmente se utiliza como biomasa o material residual para uso en forma de combustible natural, que es lo mismo.

Cachaza y Melote:

Luego del proceso de macerado, el jugo extraído de la caña que se obtiene presenta partículas en suspensión que se consideran impurezas, las cuales, deben ser retiradas por medio de un proceso de filtrado. Esos desechos obtenidos por el filtrado se conocen como cachaza y melote.

Humedad:

Hace referencia al índice o porcentaje de contenido de agua en la panela y el bagazo de la caña.

Sacarosa:

Componente químico encargado en gran parte de darle el sabor dulce a la panela y al jugo de la caña de azúcar. Su fórmula química es $C_{12}H_{22}O_{11}$ y se expresa en forma de porcentaje en el presente artículo.

Cogollo:

El cogollo de caña de azúcar es la parte superior y más tierna de la caña, conformado por el tronco tierno y las hojas verdes.

Índice de Madurez o IDM:

Indica si los tallos están o no óptimos para ser cosechados. Cuando el IDM es menor que 1, las cañas están aún verdes y debe esperarse para cosecharla y enviarla a su proceso de macerado, si es igual a 1, las cañas están maduras y óptimas para la cosecha y posterior macerado, y si el IDM es superior a 1, las cañas pasan a un estado de sobre – maduración, perjudicial para el proceso de obtención de panela. Por lo general se recomienda cosechar con un IDM entre 0.8 y 1.0.

PH:

Potencial de Hidrógeno o grado de acidez en los jugos de la caña y/o de la panela. Tal grado puede variar de 0, (grado de más alta acidez), a 14, (grado de menor acidez, o mayor grado alcalino).

Germinación:

Capacidad de cada variedad de caña de desarrollar un brote una vez que se siembra la semilla en un sitio específico.

Maduración:

Cualidad genética de cada variación, que indica la capacidad que tiene cada una de desarrollar y almacenar sacarosa y/o azúcares totales en el interior de los tallos.

Vigor:

Hace referencia a la cualidad propia de cada variedad de caña de crecer fuerte y resistente ante las condiciones naturales y a los procesos en los cuales se aplican.

2.2.1 RD 75-11

Es una variación de caña procedente de República Dominicana. Sus características físicas más distintivas y cualidades de cultivo según la zona de siembra son, según Osorio G.1, respectivamente: tallos largos, reclinados y curvos medianamente gruesos, de color amarillo verdoso, con entrenudos largos, cilíndricos y cubiertos con cerasina.

Su hábito de crecimiento es semirrecto, con hojas largas, angostas y puntas dobladas, poseen un color verde amarillento, no tienen pelusa. Se comporta muy bien en suelos que no presenten excesos de humedad. Presenta restricción en ambientes que propicien la floración. La maduración es semitardía y es muy estable en este proceso. Por tales razones este tipo de caña hace parte de una de las variedades mejoradas recomendadas para el departamento de Antioquia.

Es un material de amplia adaptación en las zonas paneleras, que ofrece muy buena concentración de sacarosa en los jugos, por lo que da un excelente índice de conversión a panela que puede llegar a un 12,5% a escala comercial, y ofrece excelentes posibilidades para la obtención de nuevas presentaciones del producto, como panela instantánea, granulada, pastillas, panelines, redonda y en cubos. Los jugos son de fácil clarificación y las mieles son de excelente calidad.

Es altamente productora de biomasa y la caña obtenida al momento del corte es abundante y de buena calidad; una BPA es utilizarla en alimentación animal. La RD 75-11 es muy buena productora de cachaza y melote, subproductos importantes en la alimentación animal.

Presenta tendencia a la floración, por debajo de 1.400 msnm, especialmente en aquellos nichos con alta nubosidad y bajo brillo solar. La RD 75-11 se comporta mejor en alturas entre 1.400 y 1.800 msnm, en suelos con topografía ondulada para evitar el volcamiento, dado que su hábito de crecimiento no es muy recto. Una fertilización

inadecuada y deficiente en materia orgánica, nitrógeno y fósforo, puede inducir e incrementar el nivel de floración.

Es resistente al virus del mosaico, a la raya clorótica, a la roya, al carbón, al raquitismo de las socas y a la escaldadura de las hojas. Pero por ser una variedad blanda, es atacada con facilidad por barrenadores del tallo, aunque con BPA como densidades de siembra, desyerbas oportunas, momentos óptimos de cosecha y un plan adecuado de manejo de fertilidad del suelo, se puede disminuir la susceptibilidad a este insecto plaga (Corpoica – Sena, 1998).

Figura 19.

Caña RD 75-11



Nota. Forma en la que puede encontrarse más comúnmente la variedad RD 75-11. Fuente: FAO, «BUENAS PRACTICAS AGRICOLAS Y BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA(BPM),» 2007 02 01. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/3/a1525s/a1525s03.pdf>.

2.2.2 CC 84-75

Es originaria de Cenicaña en el Valle del Cauca. Sus características físicas más distintivas y cualidades de cultivo según la zona de siembra son, según Osorio G.2, respectivamente: Tallos largos, erectos, rectos, delgados, de color morado claro cuando jóvenes y violáceo verdoso al madurar. Su hábito de crecimiento es erecto; las hojas poseen un color verde intenso y pelusa poca y rala (figura 25). Buen macollamiento y deshoje natural. Los tallos presentan rajadura de corteza y tienden a inclinarse.

Este material es de amplia adaptación en las zonas paneleras. Se comporta bien en una gama extensa de formaciones de suelos, tolera suelos ácidos con alta saturación de aluminio. La germinación es excelente, el crecimiento vigoroso y la floración casi nula. Por tales razones este tipo de caña hace parte de una de las variedades mejoradas recomendadas para el departamento de Antioquia, al igual que la variedad RD 75-11.

Resistente a las enfermedades de carbón (*Ustilago scitaminea* Sydow), roya (*Puccinia melanocephala*) y mosaico; altamente resistente al raquitismo de las socas; susceptible a la escaldadura de las hojas (*Xanthomonas albilineans* Dowson); con alta incidencia del síndrome de la hoja amarilla (*Cercospora kopkei*); susceptible al diatrea (*Diatraea saccharalis* Fabricius), y medianamente susceptible al pulgón amarillo (*Sipha flava*).

De maduración semiprecoz, pero con buena concentración de sacarosa. Produce jugos y panela de buena calidad, y mieles de excelente viscosidad y color; ofrece buenas posibilidades para la obtención de nuevos usos y otras presentaciones del producto, como panela instantánea, panela granulada, pastilla o cubos. En campo, se caracteriza por producir altos volúmenes de biomasa aprovechables en el proceso agroindustrial y alimenticio (Cenicaña, 1992). Se comporta bien en alturas entre 1.000 – 1.200 msnm y en topografías pendientes, su hábito de crecimiento es erecto y no tiene problemas de volcamiento.

Figura 20.

Caña CC 84-75



Nota. Forma en la que puede encontrarse más comúnmente la variedad CC 84-75. Fuente: FAO, «BUENAS PRACTICAS AGRICOLAS Y BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA(BPM),» 2007 02 01. [En línea]. Available:

<http://www.fao.org/3/a1525s/a1525s03.pdf>.

2.2.3 POJ 27-14

Esta variedad es nativa de la Isla de Java y fue introducida en Colombia en el año de 1929. Sus características físicas más distintivas y cualidades de cultivo según la zona de siembra son, según Orlando I.³, tallos largos y cilíndricos, diámetro grueso, color morado, entrenudos de longitud media y no contiene ceresina. Su hábito de crecimiento es semierecto y sus hojas abiertas - pendulosas. Posee macollamiento escaso. Contiene pelusa abundante, se deshoja fácilmente y se adapta bien a diferentes ecologías y especialmente en suelos ácidos. La yema es de tamaño mediano, de forma aovada, su posición no sentada y sobrepasa el anillo. El poro germinativo es apical, de anchura mediana y prominente_ La lígula es ancha, no posee canal de yema, no presenta rajadura de corteza. Tanto el anillo de crecimiento, como el anillo ceroso y la zona de raíces son angostas.

³ INSUASTY, Orlando. VARIETADES DE CAÑA DE AZÚCAR PARA LA PRODUCCIÓN DE PANELA [en línea]. Medellín, Colombia. Enero 2007. Lección 4. Tema 2. Disponible en URL: <http://www.fao.org/3/a-a1525s.pdf>

Sus características agronómicas son:

Cuenta con una capacidad de adaptación alta, la cual se comporta bien en la mayoría de los suelos de ladera. De excelente comportamiento en suelos con altos contenidos de aluminio y muy ácidos.

El índice de germinación supera el promedio de algunas de las demás variedades existentes, aproximándose a un porcentaje del 90%.

Presenta desarrollo vigoroso con maduración mediana y puede presentarse antes de los 20 meses de edad del cultivo y genera jugos de excelente calidad y pureza. Al igual que la POJ 2878, presenta tendencia a ser estable en su maduración.

En estado óptimo de madurez ofrece excelentes posibilidades para la diversificación en nuevas presentaciones del producto como panela instantánea, granulada, pastilla, panelines y redonda. Presenta también, muy Buena facilidad para la limpieza de los jugos lo que permite la obtención de jugos y mieles limpias con Buena presentación. Por su Buena producción de biomasa, permite la obtención de subproductos aprovechables para la alimentación animal La hoja seca o comúnmente conocida con el nombre de "rusque", artesanalmente y durante muchos años fue utilizada como empaque de panela, por las características morfológicas adecuadas para éste fin que presenta la hoja.

Resistente al virus del mosaico (SCMV). Susceptible al carbón, a la roya, a la mancha de anillo, a la raya clorótica, y susceptible en forma moderada al Pokkah - boeng. Tolerante al raquitismo de las socas.

Figura 21.

Caña POJ 27-14



Nota. Forma en la que puede encontrarse más comúnmente la variedad RD 75-11. Fuente: FAO, «BUENAS PRACTICAS AGRICOLAS Y BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA(BPM),» 2007 02 01. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/3/a1525s/a1525s03.pdf>.

2.2.4 POJ 28-78

Al igual que la variedad anterior, el tipo POJ 28-78 es nativo de la Isla de Java y fue introducida de igual modo en Colombia en el año 1929. Según Orlando I.⁴, los tallos son largos y cilíndricos, diámetro mediano a grueso, color amarillo verdoso, los tallos son longitud media y cubiertos medianamente con ceresina. Su hábito de entrenudos de crecimiento es semirrecto y sus hojas abiertas Posee macollamiento amplio. Contiene bastante pelusa, se deshoja fácilmente y se adapta bien a diferentes ecologías. La yema es de tamaño pequeño, de forma orbicular, su posición es sentada y toca el anillo de crecimiento el poro germinativo es apical, de anchura mediana y medianamente prominente. La lígula es medianamente ancha, no posee canal de yema, no presenta rajadura de corteza. Tanto el anillo de crecimiento, como el anillo ceroso y la zona de raíces son anchos.

Sus características agronómicas son:

Adaptación amplia y buen comportamiento en la mayoría de los suelos de ladera. Es susceptible y con restricciones a los malos drenajes y a suelos muy ácidos con saturaciones de aluminio superiores al 30 %. Su adaptabilidad es Buena en suelos con pH entre 5.5 a 6.5.

La forma de su germinación se considera muy buena para la germinación con índices que pueden superar el 90%.

Su vigor en suelos que no presenten alta saturación de aluminio es grande. Con un índice de maduración tardía que puede presentarse después de los 20 meses de edad del cultivo y genera jugos de excelente calidad.

Es una variedad que se caracteriza por su excelente estabilidad en la maduración, por lo que no permite fácilmente el desdoblamiento de la sacarosa, a pesar de que ocurra mayor tiempo después de alcanzado el punto óptimo de sazonado en campo.

Las alterativas de uso óptimo en el proceso de la fabricación de panela instantánea, granulada, pastilla, panelín y redonda. Por ser un material de fácil clarificación en los jugos, facilita su empleo en otras alternativas de la industria como es la obtención de jugos y mieles para consumo humano. Por tener buena producción de biomasa, se constituye en una alternativa viable para la producción de forraje y subproductos como la cachaza y el melote para la suplementación animal.

Es una variedad apetecida por la producción de caña para alimentación animal al momento del corte.

La floración es baja y mediana, y cuando se da normalmente es tardía.

En cuanto a las enfermedades, es resistente al carbón, la roya y al mosaico. Susceptible a la roya clorótica y el raquitismo de las socas.

Figura 22.

Caña POJ 28-78.



Nota. Forma en la que puede encontrarse más comúnmente la variedad POJ 28-78. Fuente: FAO, «BUENAS PRACTICAS AGRICOLAS Y BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA(BPM),» 2007 02 01. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/3/a1525s/a1525s03.pdf>.

2.3 Dimensiones y propiedades físicas y químicas que tiene cada una de las variaciones de caña indagadas anteriormente

Las características físicas de la caña, y algunas propiedades intrínsecas de cada variedad, son magnitudes y cualidades importantes al momento de considerar el proceso de diseño que se pretende en este proyecto.

Son medidas que determinarán la forma física más apropiada, y las dimensiones correctas en pro del mejor funcionamiento posible del diseño final.

En este párrafo se encuentran las medidas más comunes de cada variación de caña, además de otros datos que se deben considerar más adelante al momento de decidir el diseño correcto entre las distintas propuestas que se presentarán. [3]

Figura 23.

RD 75-11 Características Físicas – Agronómicas

Aspectos agronómicos	Valor
Deshoje natural	No
Volcamiento de tallos	Sí – 55 %
Floración	Sí – 13 %
Rajadura de corteza	Sí - 5 %
Presencia de lalas o chulquines	Algunas
Contenido de pelusa	Poca
Altura promedio de planta, m	3,77
Altura promedio de corte, m	3,12
Diámetro de tallo, cm	2,93
Longitud de entrenudo, cm	10,02
Índice de crecimiento: cm/mes	18,33
Índice de crecimiento, Entrenudos/mes	2,0
Tallos molibles al momento del corte, Nro.	118.120
Producción de caña, t/ha	193,5
Producción de Cogollo - semilla, t/ha	25,50
Producción de Palma, t/ha	51,03
Producción de panela, t/ha	24,19
Rendimiento en panela, %	12,5
Producción de cachaza, t/ha	7,50
Producción de melote, t/ha	2,70
Producción de bagazo verde, t/ha	77,4
Calidad de panela, E	Excelente

Nota. Características físicas más importantes usadas en la selección de las cuatro variedades para la realización del proyecto de la variedad RD 75-11. Fuente: ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 8,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/porta lig/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html

Figura 24.

Aspectos Químicos – Industriales

Aspectos industriales		
Variables	Jugos	Panela
Brix, %	21,4	90,8
PH	5,46	5,85
Azúcares Reductores, %	1,1	6,0
Pol (Sacarosa), %	20,1	82,2
Pureza, %	93,9	90,5
Fósforo, ppm	84,0	278,0
Humedad, %	Xxx	9,2

Nota. Características químicas más importantes usadas en la selección de las cuatro variedades para la realización del proyecto de la variedad RD 75-11.

Fuente: ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 8,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/porta lig/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html

Figura 25.

CC 84-75 Características Físicas – Agronómicas

Aspectos agronómicos	Valor
Deshoje natural	Bueno
Volcamiento de tallos	Sí – 20 %
Floración	No
Rajadura de corteza	Sí – 2 %
Presencia de lalas o chulquines	No
Contenido de pelusa	Poca – Rala
Altura promedio de planta, m	3,30
Altura promedio de corte, m	2,94
Diámetro de tallo, cm	3,10
Longitud de entrenudo, cm	7,30
Índice de crecimiento: cm/mes	17, 9
Índice de crecimiento, Entrenudos/mes	2,40
Tallos molibles al momento del corte, Nro.	161.332
Producción de caña, t/ha	229,8
Producción de Cogollo - semilla, t/ha	31,10
Producción de Palma, t/ha	37,92
Producción de panela, t/ha	28,4
Rendimiento en panela, %	12,55
Producción de cachaza, t/ha	9,20
Producción de melote, t/ha	3,96
Producción de bagazo verde, t/ha	101,1
Calidad de panela, MB	Muy Buena

Nota. Características físicas más importantes usadas en la selección de las cuatro variedades para la realización del proyecto de la variedad CC 84-75. Fuente: ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 9,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portalg/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html

Figura 26.

Aspectos Químicos – Industriales

Aspectos industriales		
Variables	Jugos	Panela
Brix, %	22,4	89,3
PH	5,26	5,95
Azúcares Reductores, %	0,51	7,80
Pol (Sacarosa), %	20,8	75,6
Pureza, %	92,9	84,7
Fósforo, ppm	155,0	305,0
Humedad, %	Xxx	10,7

Nota. Características químicas más importantes usadas en la selección de las cuatro variedades para la realización del proyecto de la variedad CC 84-75. Fuente: ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 9,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portalg/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html

Figura 27.

POJ 27-14 Características Físicas – Agronómicas

Aspectos agronómicos	Valor
Deshoje natural, MB	Muy bueno
Volcamiento de tallos, R	Resistente
Floración: Temprana	Profusa
Rajadura de corteza	No
Presencia de lalas o chulquines	No
Contenido de pelusa	Abundante
Altura promedia de planta, m	2,85
Altura promedia de corte, m	2,50
Diámetro de tallo, cm	3,55
Longitud de entrenudo, cm	10,15
Índice de crecimiento: cm/mes	14,19
Índice de crecimiento, Entrenudos/mes	1,55
Tallos molibles al momento del corte, Nro.	73.298
Producción de caña, t/ha	92,5
Producción de Cogollo - semilla, t/ha	11,56
Producción de Palma, t/ha	15,73
Producción de panela, t/ha	9,52
Rendimiento en panela, %	10,29
Producción de cachaza, t/ha	3,70
Producción de melote, t/ha	1,48
Producción de bagazo verde, t/ha	49,13
Calidad de panela, MB	Muy Buena

Nota. Características físicas más importantes usadas en la selección de las cuatro variedades para la realización del proyecto de la variedad POJ 27-14. Fuente: ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 9,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: http://http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portaIig/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html

Figura 28.

Aspectos Químicos – Industriales

Aspectos industriales		
Variables	Jugos	Panela
Brix, %	20,2	92,0
PH	5,32	5,79
Azúcares Reductores, %	0,99	7,35
Pol (Sacarosa), %	18,9	83,5
Pureza, %	93,56	90,8
Fósforo, ppm	225,0	394,5
Humedad, %	Xxx	8,00

Nota. Características químicas más importantes usadas en la selección de las cuatro variedades para la realización del proyecto de la variedad POJ 27-14.

Fuente: ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 9,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: <http://>

http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portaig/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html

Figura 29.

POJ 28-78 Características Físicas – Agronómicas

Aspectos agronómicos	Valor
Deshoje natural	Parcial
Volcamiento de tallos	Resistente
Floración.	Baja-Nula
Rajadura de corteza	No presenta
Presencia de lalas o chulquines	No presenta
Contenido de pelusa	Abundante
Altura promedio de planta, m	2,62
Altura promedio de corte, m	2,14
Diámetro de tallo, cm	2,30
Longitud de entrenudo, cm	9,70
Índice de crecimiento: cm/mes	13,1
Índice de crecimiento, Entrenudos/mes	1,4
Tallos molibles al momento del corte, Nro.	79.167
Producción de caña, t/ha	88,4
Producción de Cogollo – semilla, t/ha	10,78
Producción de Palma, t/ha	14,59
Producción de panela, t/ha	8,9
Rendimiento en panela, %	10,07
Producción de cachaza, t/ha	2,24
Producción de melote, t/ha	1,04
Producción de bagazo verde, t/ha	44,7
Calidad de panela, MB	Muy buena

Nota. Características físicas más importantes usadas en la selección de las cuatro variedades para la realización del proyecto de la variedad POJ 28-78. Fuente: ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 9,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portaig/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html

Figura 30.

Aspectos Químicos – Industriales

Aspectos industriales		
Variables	Jugos	Panela
Brix, %	19,8	88,8
PH	5,38	5,88
Azúcares Reductores, %	1,1	7,8
Pol (Sacarosa), %	18,3	79,7
Pureza, %	92,4	89,7
Fósforo, ppm	209,0	455,3
Humedad, %	Xxx	11,2

Nota. Características químicas más importantes usadas en la selección de las cuatro variedades para la realización del proyecto de la variedad POJ 28-78. Fuente: ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 9,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portaig/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html

3. DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MÁQUINA QUE DISMINUYA EL TAMAÑO DE LA CAÑA DE AZÚCAR ADAPTABLE A TRAPICHES MEDIANOS R4-S FABRICADOS POR LA EMPRESA METALAGRO LTDA EN FORMA DE CAJA NEGRA

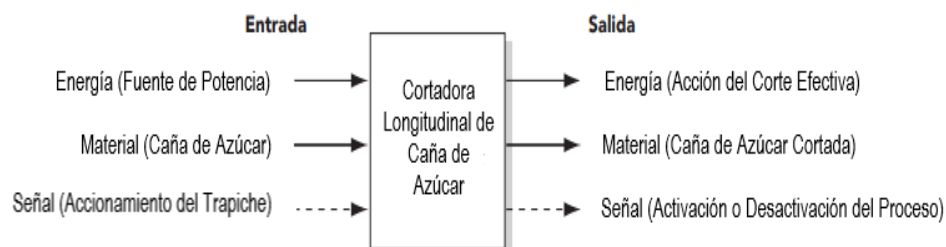
En cualquier proceso de diseño o de solución de algún problema complejo, con una cantidad considerable de restricciones, la mejor forma de abordar la situación, como asevera T. Ulrich [28], es dividir tal problema en sub-problemas o partes más sencillas, proceso denominado descomposición.

En el presente proyecto se utiliza la representación del diseño conceptual en forma de caja negra, en la cual se muestra el flujo de proceso en un momento anterior y posterior a la máquina, teniendo en cuenta lo que sucede en estos dos momentos con: el material, la energía y las señales con las cuales tratará el diseño que se dispone a desarrollar.

Siguiendo la orientación dictada por T. Ulrich [28] para establecer un diseño conceptual adecuado, se requiere el uso de la herramienta denominada caja negra, la cual, adaptada al desarrollo del presente proyecto, se tiene de la siguiente manera:

Esquema 1.

Caja negra- Esquema para reconocer los detalles generales del diseño a realizar.



Nota. Esquema caja negra usado en la determinación de las variables y funcionamiento más básico en la realización de un proyecto o diseño.

Donde cada uno de estos aspectos se deriva luego en las diferentes sub-funciones de las cuales se compondrá y en base a las cuales trabajará la Cortadora de Caña de Azúcar.

Vale la pena aclarar que los aspectos, funciones y sub-funciones son términos diferentes dentro de todo el contexto. Los aspectos, hacen referencia a las cualidades más generales o globales que definen un diseño, (Energía, Material, Señal). Las funciones o sub-sistemas (también llamados simplemente sistemas), son como tal los sistemas mecánicos que ejecutan y sirven a los aspectos antes mencionados, (sistema de arrastre, de retención, de corte, de transmisión de potencia, el sistema estructural...), para lograr llevar a cabo la tarea fundamental de cada aspecto y así, realizar la tarea principal.

Siguiendo el proceso de T. Ulrich [28], el paso a seguir es mostrar el refinamiento de tales sub-funciones en cada aspecto de la “caja negra” para de esta forma reconocer bien los distintos objetivos a alcanzar para dar con el diseño apropiado y/o con objetivo general de este proyecto.

El primer aspecto: la energía, que se traduce en la fuente de potencia, se encarga de activar el funcionamiento de toda la cortadora comenzando en un principio con el accionamiento del sistema de transmisión de potencia, que realizará el cambio necesario de relación de velocidad entre la velocidad del eje del trapiche u motor estacionario Otto o diésel, de donde se obtendrá la rotación, y la cortadora (la cual no necesitará de grandes velocidades sino más bien, torques altos).

Tal cambio de velocidad se realiza para hacer efectivo el corte de la caña de azúcar, donde obtenemos la primera sub-función o sub-sistema derivado de la fuente de potencia: el sistema de corte.

EL segundo aspecto: el material, el cual es claramente la caña de azúcar, deriva directamente una de las etapas de uso de la cortadora: el abastecimiento.

La máquina cortadora tendrá que recibir una cantidad determinada de caña de manera permanente, este abastecimiento se produce por efecto de trabajo humano realizado por los operarios de la cortadora, y de este aspecto se deduce la siguiente sub-función o sub-sistema: el sistema de arrastre, que se encarga de tomar la caña abastecida por los operarios en la cortadora y obligarla a pasar a través del sub-sistema de corte anteriormente deducido de la caja negra.

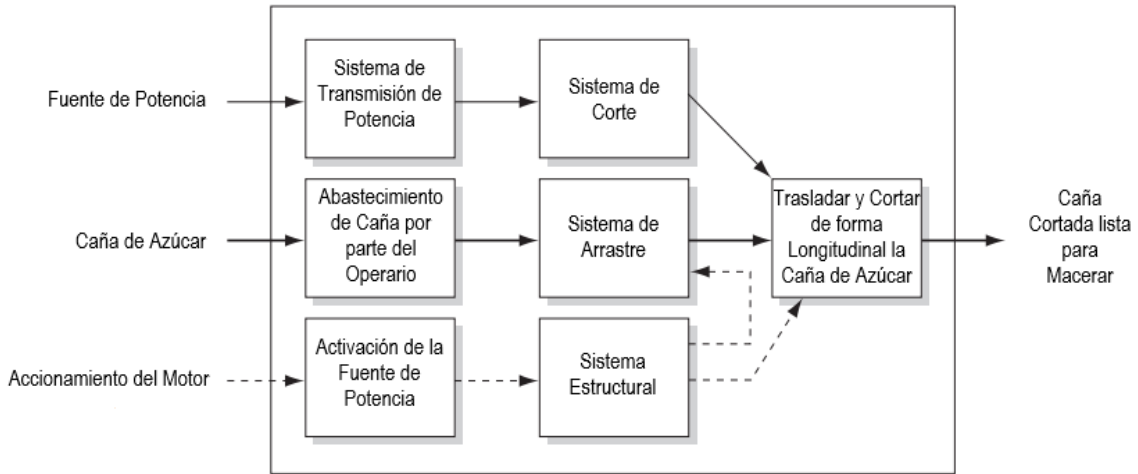
El tercer aspecto: El accionamiento, que se define como el acto que produce la activación de todo el sistema de la cortadora. Está totalmente ligado a la activación de la fuente de potencia.

De la fuente de potencia se extrae de forma adyacente la última sub-función o sub-sistema: el sistema estructural, sistema que deberá soportar el peso propio del sub-sistema, las cargas producidas por la misma fuente de potencia y por las reacciones de cada sub-sistema anteriormente deducido, otorgando estabilidad y seguridad a toda la máquina cortadora.

De todo el anterior proceso de reconocimiento, se obtiene la “caja gris”, la cual contiene cada sub-función o sub-sistema que componen de manera más detallada la base del funcionamiento de la caja negra:

Esquema 2.

Caja gris- Esquema para obtener cada sub-sistema de los cuales está compuesto del diseño a realizar.



Nota. Esquema caja gris usado en la determinación de los sistemas principales los cuales compone el diseño de este proyecto, notando su interrelación entre sistema y sistema.

Donde, al unir cada uno de esos sub-sistemas y conectar cada uno de los resultados de tales sistemas, se obtiene la conclusión o la función principal de la cortadora, la cual es técnica y detalladamente: Trasladar y Cortar de forma Longitudinal la Caña de Azúcar, para luego, obtener como producto final: Caña cortada lista para Macerarse, realiza un análisis de criticidad básico para cada una de las funciones o sub-funciones en el siguiente apartado de alternativas.

3.1 Alternativas de diseño para el sistema de corte en la caña de azúcar

A partir del esquema obtenido de caja gris, se obtendrán cada una de las diferentes alternativas de diseño, variando y modificando los sub-sistemas de arrastre y corte.

Los demás sub-sistemas serán muy similares en cada una de las alternativas a excepción de pequeñas alteraciones de diseño dependientes de los sub-sistemas de arrastre y de corte, en pocas palabras, los sub-sistemas estructural, de transmisión de potencia, y de activación de la fuente de potencia, son dependientes del diseño y la forma física de los sub-sistemas de arrastre y corte.

Se muestra a continuación, en primera instancia, la esquematización de los subsistemas:

- ***Sistema de Transmisión de Potencia:***

Se sabe que existen diferentes sistemas de transmisión de potencia para implementarlos en una máquina. En este apartado se especificará porque se decide seleccionar el sistema de transmisión por sprockets-cadena.

El trapiche R4-S fabricado por la empresa Metalagro Ltda requiere un motor para su funcionamiento que este entre los rangos de 6-16 H.P, especificación dada por la misma empresa en su manual de instalación⁵.

Para la máquina a diseñar según la validación de información en los métodos experimentales mencionados en los apartados anteriores, se obtuvo que la fuerza para poder cortar la caña de azúcar debe ser muchísimo menor a la del trapiche por las propiedades de esfuerzo longitudinal que la caña.

Con la apreciación anterior se tiene ya la selección de un sistema de transmisión de potencia más específico que pueda satisfacer las condiciones de trabajo menores a 6 H.P y con velocidades angulares bajas por el propio sistema al que estará conectado la maquina a diseñar, es decir, las mazas del trapiche tienen una velocidad de giro entre 12 y 18 RPM. Lo cual indica que también debe estar girando la cortadora a las mismas condiciones en su operación de trabajo, los mecanismos son los siguientes:

Tabla 10.

Tipos de trasmisión de potencia para la máquina a diseñar

	correas planas	correas en V	sprocket	piñones dientes rectos
considerable transmisión entre ejes	SI	SI	SI	NO
velocidad lineal mínima (ft/min)	250	900	--	--
potencia mínima (H.P)	50	0,5	--	--
tensión previa	SI	SI	NO	NO
eficiencia %	96	97	98	99

Nota. Tipos de transmisión de potencia más usados en la industria y sus diferentes pros y contras para argumentar la selección.

Por las condiciones naturales en las cuales trabajará la máquina, es decir, en ambiente y espacio de operación forzado con condiciones de mantenimiento e inspección poco frecuentes y los trabajadores que la manipularan. Se debe seleccionar el sistema que resista más todos estos factores y además pueda transmitir la potencia entre ejes a largas distancias, es decir, por sus propias ventajas y estructura que la conforman el sistema sprocket-cadena es el más óptimo en comparación con los demás.

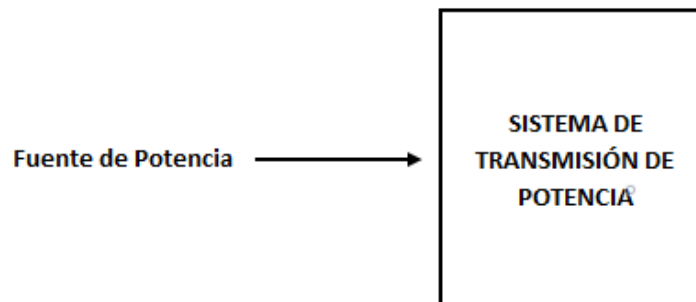



Tabla 11.

Sistema de transmisión de potencia en la máquina.

Descripción	Ilustración	Componentes
<p>El sistema de transmisión de potencia que se utilizará para accionar los mecanismos de la máquina cortadora de caña de azúcar, y para conectar el movimiento de rotación del eje principal del trapiche con el eje principal de la cortadora será el de piñón - cadena.</p> <p>El eje principal del trapiche es impulsado por un motor a combustión cuya velocidad de trabajo se mueve dentro del rango de 133 a 155 rpm, velocidad que será reducida por la diferencia de diámetros del sistema piñón - cadena a un rango de velocidades de 12 a 18 rpm.</p>		Eje Impulsado (Eje de la Cortadora de Caña)
		Eje Conductor (Eje del Trapiche)
		Par de Piñones Impulsor e Impulsado
		Cadena de Arrastre

Nota. Descripción detallada del funcionamiento y características más importantes del sistema de transmisión de potencia por piñón – cadena.

Este sistema cuenta con una criticidad muy baja por su simpleza y posibilidad de cálculo básico al momento de seleccionar sus cualidades necesarias y la gran cantidad de opciones en el mercado industrial para obtener tal selección.

Activación de la fuente de Potencia:

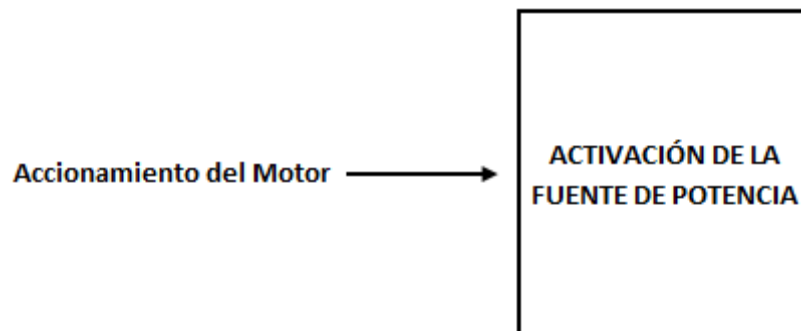


Tabla 12.

Suministro de fuente en la potencia.

<i>Descripción</i>	<i>Ilustración</i>	<i>Modelos Usados para trapiche R4-</i>
La activación de la fuente de potencia se realiza por medio del accionamiento de un motor a combustión acoplado al eje principal del trapiche (eje conductor del sistema de transmisión de potencia del presente proyecto), que a su vez impulsa el mecanismo de la maquina cortadora.		Durespo CP178F Diesel - 6 hp
		MPOWER Diesel Vertical - 6 hp
		Quanjiao Motor Diesel - 6 hp
		Changchai ZS1115A - 5 hp

Nota. Tipo de sistema de suministro de potencia al sistema diseñado con sus modelos de motores más usados en la industria.

Este sistema es prácticamente independiente de los demás sistemas, a excepción del sistema de transmisión de potencia. Su criticidad es mínima, ya que se basa de un motor con relativamente baja potencia (entre 5 y 6 hp). Si por alguna razón la exigencia de la cortadora sumada a la del trapiche, éste se “para” o detiene su funcionamiento.

Sistema Estructural:

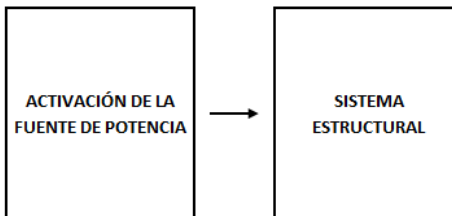
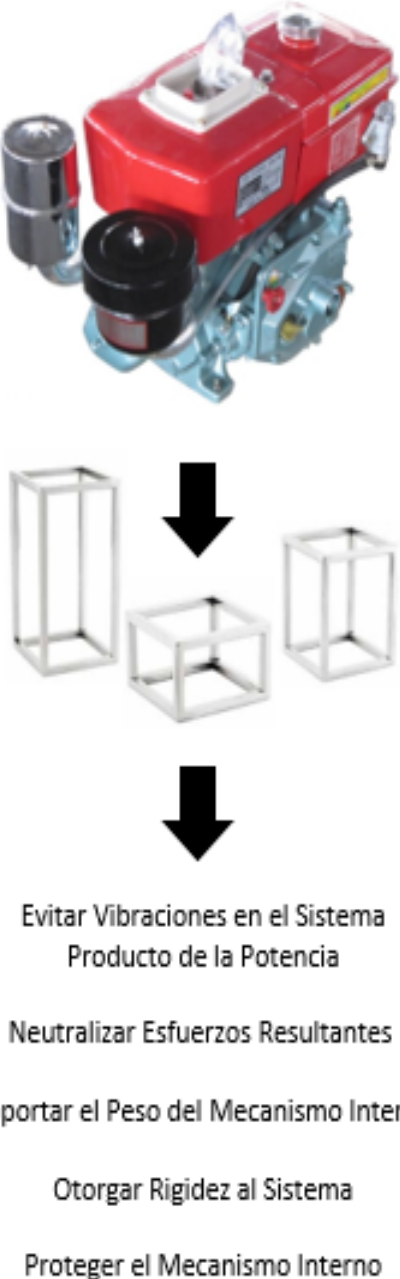


Tabla 13.

Sistema estructural de soporte en la máquina.

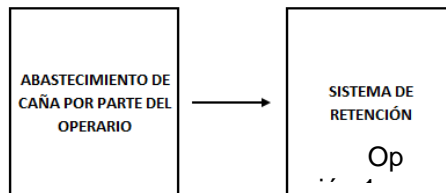
<i>Descripción</i>	<i>Ilustración</i>	<i>Componentes</i>
<p>Las características, geometría y demás detalles del sistema estructural dependen del proceso de diseño que se lleve a cabo para los sub-sistemas de corte y de arrastre y, a su vez, para cada una de las alternativas que se mostrarán a continuación.</p> <p>El fin del sistema estructural es el de servir de apoyo de forma estable y sólida a todos los demás sistemas y/o mecanismos que estarán cumpliendo sus tareas en su interior, sin olvidar que el apoyo mismo del sistema estructural de la cortadora es la estructura del trapiche, para de esta forma, lograr alimentarlo directamente con el producto de la cortadora.</p>	 <p>Evitar Vibraciones en el Sistema Producto de la Potencia</p> <p>Neutralizar Esfuerzos Resultantes</p> <p>Soportar el Peso del Mecanismo Interno</p> <p>Otorgar Rigidez al Sistema</p> <p>Proteger el Mecanismo Interno</p>	Soporte lateral para el sistema de retención o de arrastre para las
		Soporte del sistema de elevación del plato de cuchillas
		Soporte para el plato fijo de cuchillas
		Apoyo estructural que va acoplado a la estructura del trapiche (Base de
		Cojinetes, rodamientos, ejes guía, laminación metálica, eslabonamientos.

Nota. Descripción de las características más básicas que deberá contener el sistema estructural que soportará y brindará solidez a todo el diseño de cortadora.

Este sistema tiene una criticidad importante al momento de llevar a cabo su diseño detallado, a razón de ser el encargado de brindar al diseño las cualidades ya mencionadas. Se tomará en cuenta en el proceso de diseño respectivo más adelante.

Habiendo reconocido los sistemas secundarios anteriormente expuestos (los cuales como ya se mencionó, son los sistemas que se diseñarán dependiendo del proceso de diseño y cálculo de los procesos principales), a continuación, se presentan las alternativas de diseño de los sistemas principales siguiendo el mismo método que se ha llevado hasta ahora con el uso de los sub-sistemas de la caja gris:

3.1.1 *Alternativa 1*



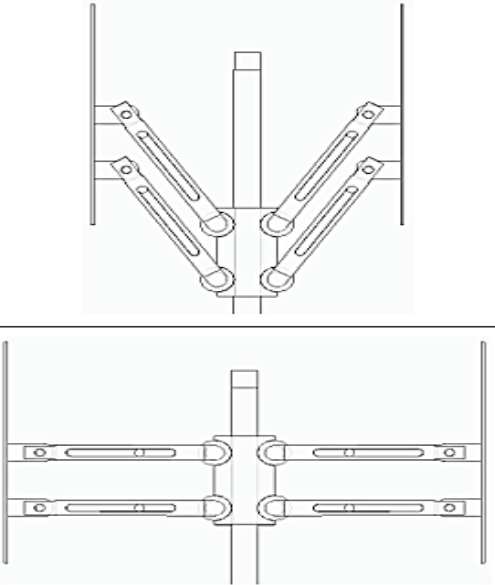
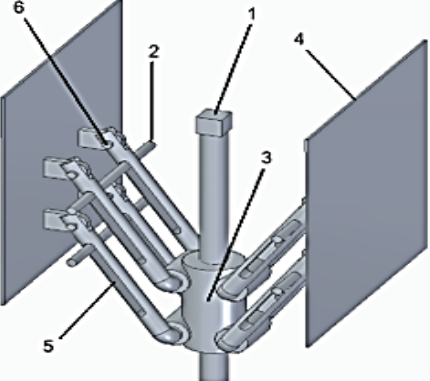
Se cuenta con dos sistemas de retención para contar con dos opciones las cuales son afines al eje que realiza el movimiento de subida y bajada que, al ejecutarse, se ejecuta de igual manera los mecanismos de retención.

Una opción, cuenta con un sistema que se basa en eslabones móviles cuyo movimiento se ve restringido por medio de ejes fijos que funcionan de guía para generar el movimiento deseado y activar la retención.

La otra, se basa en elementos deslizantes cuyo movimiento de deslizamiento, general de la misma forma tal movimiento de retención.

Tabla 14.

Sistema de retención para la caña opción 1 para la alternativa 1.

Descripción	Ilustraciones	Componentes
<p>El sistema de retención se encarga de presionar la caña contra la estructura que la encierra (que puede ser de forma cilíndrica o cuadrada, antes del proceso de corte por parte del plato de cuchillas), para, de esta forma, evitar el movimiento de vuelta hacia afuera de la máquina por parte de la caña de azúcar efectuado por el plato de cuchillas, y que, claramente, se permita el corte longitudinal por parte de tal plato a través de la sección transversal de la, o las cañas.</p>	<p>Opción 1</p> 	<p>Eje Principal y Barras Fijas (1 y 2 respectivamente).</p> <p>Cilindro de Acción (3).</p> <p>Placas de Retención (4).</p>
<p>En la opción 1 de la derecha, se utiliza un sistema de barras eslabonadas de forma que, una vez se accione el movimiento vertical ascendente del cilindro de accionamiento, el mecanismo transforme tal trayectoria vertical en un movimiento con trayectoria horizontal en dirección externa (o hacia afuera), presionando y reteniendo las cañas</p>		<p>Barras Seguidoras de Retención (5).</p> <p>Bujes de Eslabonamiento (6).</p>

Nota. Alternativa número uno para la realización del sistema de retención de las cañas por medio de eslabonamientos y sistemas deslizantes.

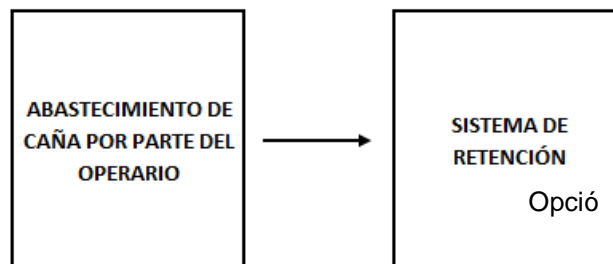
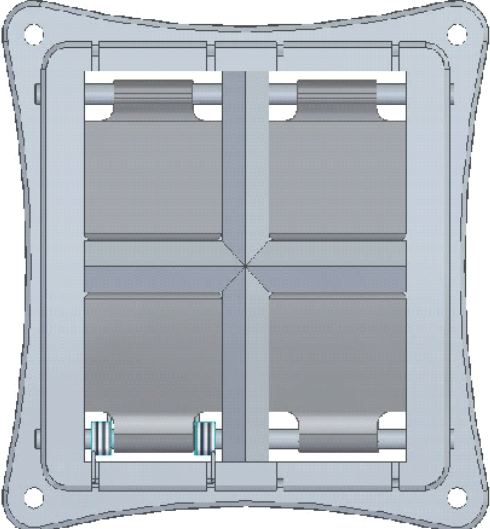
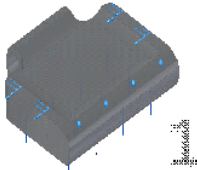
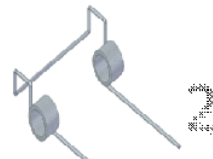



Tabla 15.

Sistema de retención para la caña opción 2 de la alternativa 1.

Descripción	Ilustraciones	Componentes
<p>En la opción 2 de esta tabla, se utiliza un sistema de retención con tapas estructurales divididas en diferentes secciones donde su objetivo, es evitar el regreso de las cañas por parte del plato de cuchillas cortante. una vez pase cada tapa de retención esta retornara a su posición inicial, por la acción de torsión que crea el resorte evitando que la tapa quede suspendida por la acción de la gravedad así el suelo. el pasador tiene la función de sostener las piezas accionadoras para evitar que la caña salga de su posición en la caja que se encuentre.</p>	<p>Opción 2</p> 	
		<p>Tapa de retención (1).</p>
		<p>Resorte torsor, regreso de la tapa (2).</p>
	<p>pasador sujetador de las piezas (3).</p>	

Nota. Alternativa número dos para la realización del sistema de retención de las cañas por medio de tapas de retención y resortes de doble torsión.

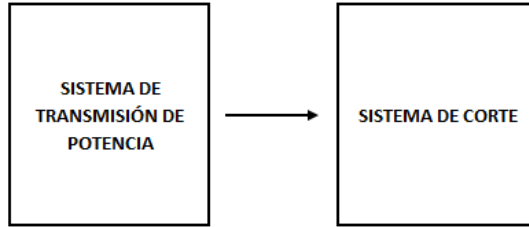


Tabla 16.

Sistema de corte para la caña.

Descripción	Ilustraciones	Componentes
<p>Para el Sistema de Corte, el cual será el que estará en movimiento en esta alternativa gracias al Sistema de Elevación propuesto, se utilizará un mecanismo scotch yoke o yugo escocés para transformar el movimiento de rotación (otorgado a la cortadora por parte del trapiche), en un movimiento lineal alterno que se restringe en una trayectoria recta que se moverá de arriba a abajo.</p>		<p>Plato de Cuchillas (1).</p> <p>Eje de Yugo Lineal (2).</p>
<p>Tal movimiento lineal de ida y vuelta, se utiliza en esta alternativa tanto para cotar la caña linealmente de forma longitudinal, como para accionar las dos opciones de sistemas de retención mostradas en los esquemas o cuadros anteriores.</p>		<p>Eje Principal de Rotación (3).</p> <p>Soporte o Apoyo de Sistema (4).</p>
<p>En el trayecto de subida, el plato de cuchillas corta la caña de la forma requerida, mientras que a su vez la retiene, y en el trayecto de bajada, libera la caña permitiéndole caer por gravedad y dando espacio en la boca de la cortadora para que el operario introduzca la siguiente o siguientes cañas a cortar.</p>		

Nota. Alternativa número uno para el sistema de corte denominado yugo escocés en la nomenclatura técnica.

3.1.2 Alternativa 2



Tabla 17.

Conjunto de sistemas que componen la máquina para la alternativa 2.

Descripción	Ilustraciones	Componentes
<p>En la alternativa 2, se hace uso de un sistema de arrastre que trabaja en base a cilindros con púas, ranuras, o pequeñas cuchillas que se enterrarán ligeramente en la caña, y la presionarán para lograr atraparla y arrastrarla en dirección a las cuchillas o al plato de cuchillas que la cortarán de forma longitudinal.</p>		<p>Brazos de Sujeción (1) x8</p>
<p>En este caso, tal plato de cuchillas permanece fijo y apoyado en la estructura para oponerse al movimiento de la caña otorgado por el sistema de arrastre a esta y, mediante su filo, dividir o cortar tal caña en tiras con la forma en la que las cuchillas estén dispuestas. Tal forma se decidirá dependiendo de cuál configuración de cuchillas de más que beneficios al sistema de corte.</p>		<p>Resortes de Presión (2). x4</p>
<p>Este sistema tiene en cuenta el hecho de que hay cañas con diferentes diámetros, el cual utiliza un sistema de resortes que mantendrán cada par de brazos en un estado de constante atracción a razón de la fuerza de los resortes de tipo extensores, así, cada caña será presionada y arrastrada sin importar la diferencia de diámetros que hayan entre una u otra caña.</p>		<p>Ejes Motrices (3). x2</p>
		<p>Eje de Cilindro de Arrastre (4). x8</p>
		<p>Cilindros de Arrastre (5). x4</p>
<p>Este sistema tiene en cuenta el hecho de que hay cañas con diferentes diámetros, el cual utiliza un sistema de resortes que mantendrán cada par de brazos en un estado de constante atracción a razón de la fuerza de los resortes de tipo extensores, así, cada caña será presionada y arrastrada sin importar la diferencia de diámetros que hayan entre una u otra caña.</p>		<p>Plato de Cuchillas (6).</p>
		<p>Sistema de Transmisión Piñón - Cadena (7).</p>
		<p>Rodamientos, anclajes y cadenas.</p>

Nota. Alternativa número dos para el sistema de corte basado en tambores con púas que arrastran la caña en dirección a un plato de cuchillas.

3.1.3 Alternativa 3

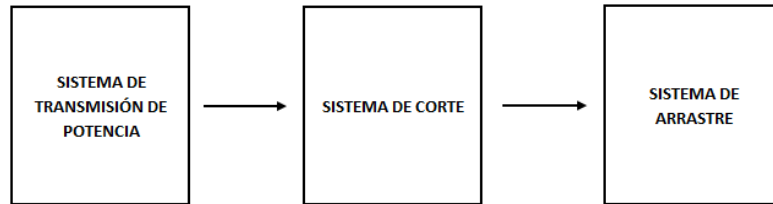


Tabla 18.

Conjunto de sistemas que componen la máquina para la alternativa 3.

Descripción	Ilustraciones	Componentes
<p>Para la alternativa 3, se cuenta con un sistema de arrastre similar al de la alternativa 2, exceptuando que en este caso, el sistema de resortes utilizados para presionar la caña con los cilindros con púas o cilindro de arrastre, es un sistema de resortes donde cada uno está enganchado directo a cada eje que contiene los cilindros, a diferencia del de la alternativa 2, cuyos resortes están enganchados entre cada brazo contenedor de los cilindros de arrastre para generar la presión necesaria.</p>		<p>Apoyo Ranurado Guía (1).</p> <p>Resortes de Presión (2).</p> <p>Ejes Motrices (3).</p>
<p>Lo anterior es posible gracias al sistema de deslizamiento de los ejes que contienen los cilindros de arrastre. Tal sistema de deslizamiento se basa en una ranura circular cuyo centro de circunferencia está justo donde se encontrarán los ejes motrices de la máquina, para de esta manera, garantizar que el eje motriz se mantendrá estático por completo, y que el eje contenedor de los cilindros de arrastre se moverá en una trayectoria circular cada vez que atrape una caña de azúcar, y de esta forma, evitar que la caña se macere o presione demasiado.</p>		<p>Eje de Cilindro de Arrastre (4).</p> <p>Cilindro de Arrastre (5).</p> <p>Plato de Cuchillas (6).</p> <p>Sistema de Transmisión (7).</p>

Nota. Alternativa número tres para la realización del sistema de corte de las cañas por medio de tambores con púas móviles que direccionan la caña hacia un plato de cuchillas.

4. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS CONVENIENTE PARA EL PROYECTO CON SU DISEÑO Y CÁLCULO DETALLADO:

Para llevar a cabo la selección de la opción más adecuada entre las tres propuestas o alternativas de diseño anteriormente mostradas, se presentará un análisis de cada una.

La alternativa de diseño que se seleccione depende principalmente de 4 diferentes factores: los Componentes o cantidad de piezas diseñadas, Capacidad Operativa descrita con la facilidad que se haga el corte de la caña por la máquina a diseñar, frecuencia y Complejidad del Mantenimiento que tanto se deben hacer paradas de operación y mantenimiento a la máquina por sus componentes mecánicos e Impacto Ambiental los residuos contaminantes que puede producirse.

Después de seleccionar la alternativa que más ponderación tenga en un rango como se describe más adelante, se procede a hacer el diseño detallado de toda la máquina para lograr el corte de la caña longitudinalmente.

4.1 Factores de selección que definen el criterio de diseño conceptual más adecuado para el proyecto de investigación.

Los factores de selección principales a tratar en este apartado se definieron por parte de los investigadores, según los aspectos más relevantes de las alternativas en el diseño que definen los rangos de severidad, para validar la información se da referencia en el libro (Diseño concurrente) [4]. Con la información suministrada en este documento todos los criterios tienen un peso apreciativo principalmente en las afectaciones que puede tener en comparación con el trapiche, este se analizará en detalle en los siguientes apartados.

Los estudios de favorabilidad, viabilidad e impacto ambiental se encargan de satisfacer de la mejor manera posible cual es el diseño más apropiado para la máquina que se quiere adaptar al trapiche R4-S, estos son los siguientes:

- Componentes – Peso: 0.4

- Capacidad Operativa – Peso: 0.3
- Frecuencia y Complejidad del Mantenimiento – Peso: 0.2
- Impacto Ambiental – Peso: 0.1

Dónde cada uno tiene un peso o importancia correspondientes, estos pesos asignados a factores anteriores se determina a consideración de los autores teniendo en cuenta que: primero, la cantidad de componentes en una máquina determina su nivel de complejidad, es decir, su nivel de posibilidad a fallar (mayor peso, 0.4), segundo, su capacidad operativa representa que tan bien se realiza el trabajo u objetivo final de la máquina (segundo mayor peso, 0.3), y tercero mantenimiento e impacto ambiental, los cuales, en ese mismo orden de ideas, se magnifican con peso 0.2 y 0.1 respectivamente. Tales pesos se utilizarán en el proceso de selección que se desarrolla más adelante.

Como se puede apreciar en el Esquema 1, tales factores de selección están interconectados entre sí, a razón de que existe una dependencia importante entre ellos en este caso.

4.1.1 El factor Componentes:

El cual hace referencia a varias características importantes de las piezas o partes de las cuales se componen cada alternativa, tal factor se divide en tres sub – factores:

4.1.1.i.El factor de cantidad:

Número de piezas que tiene cada alternativa, cuya importancia o peso es la de mayor magnitud al tener en cuenta porque, entre más piezas tiene una máquina o artefacto, más complejo se vuelve y más posible es una falla de tipo operativa o mecánica.

4.1.1.ii.El factor de tamaño:

Que tiene en cuenta el volumen que podrían ocupar todas las piezas de cada una de las alternativas, lo cual es de suma importancia al momento de pensar en la economía del proyecto ya que, a mayor volumen, mayor material y mayor manufactura, lo cual se

traduce en un mayor gasto económico, a este sub – factor se le puede nombrar también como: ergonomía.

4.1. 1iii.El factor de complejidad:

Tiene como tarea representar cuán complejo es el proceso de manufactura de cada componente o pieza en cada alternativa, importante a razón de que entre más complicada es una pieza, más costoso será su proceso de manufactura.

4.1.2 Factor capacidad operativa:

El cual determina qué tan bien se realiza el trabajo principal del diseño (corte longitudinal de la caña, para este proyecto).

Tal factor depende tanto de la cantidad de componentes que tenga cada alternativa, como de la complejidad de estos. Sin olvidar que también depende claramente del diseño, o sea, de la forma en la que se realiza la operación mecánica que lleva a cabo el trabajo principal de todas las propuestas (el proceso de cortar la caña). Todo esto porque, como se dijo anteriormente, entre más piezas haya en un diseño, más posible es su falla operativa o mecánica.

4.1.3 Factor de la frecuencia y complejidad de proceso de mantenimiento:

Factor cuya dependencia se da principalmente por los mismos sub – factores de los cuales depende el factor de *Capacidad Operativa*: cantidad de piezas y complejidad de estas, sin olvidar que también depende de la forma del diseño, pero no refiriéndose en este caso, a la forma en la que trabaja el mecanismo, si no, refiriéndose a la forma física final de la máquina, que determina que tan complejo será el proceso que debe seguir el cliente para poder realizar el mantenimiento.

4.1.4 Factor de impacto ambiental:

Cuya magnitud de peso o importancia es la menor a razón de que la cortadora no genera residuos contaminantes en gran medida y de importancia para el medio ambiente.

De hecho, el único residuo que se obtiene mediante el proceso de corte longitudinal de la caña son, a razón del mismo corte, trazas de la cáscara o el recubrimiento natural que tienen las cañas de azúcar en su exterior. Tales trazas, después de un proceso de filtrado del jugo de la caña, pueden ser utilizadas luego para otros procesos en forma de biomasa.

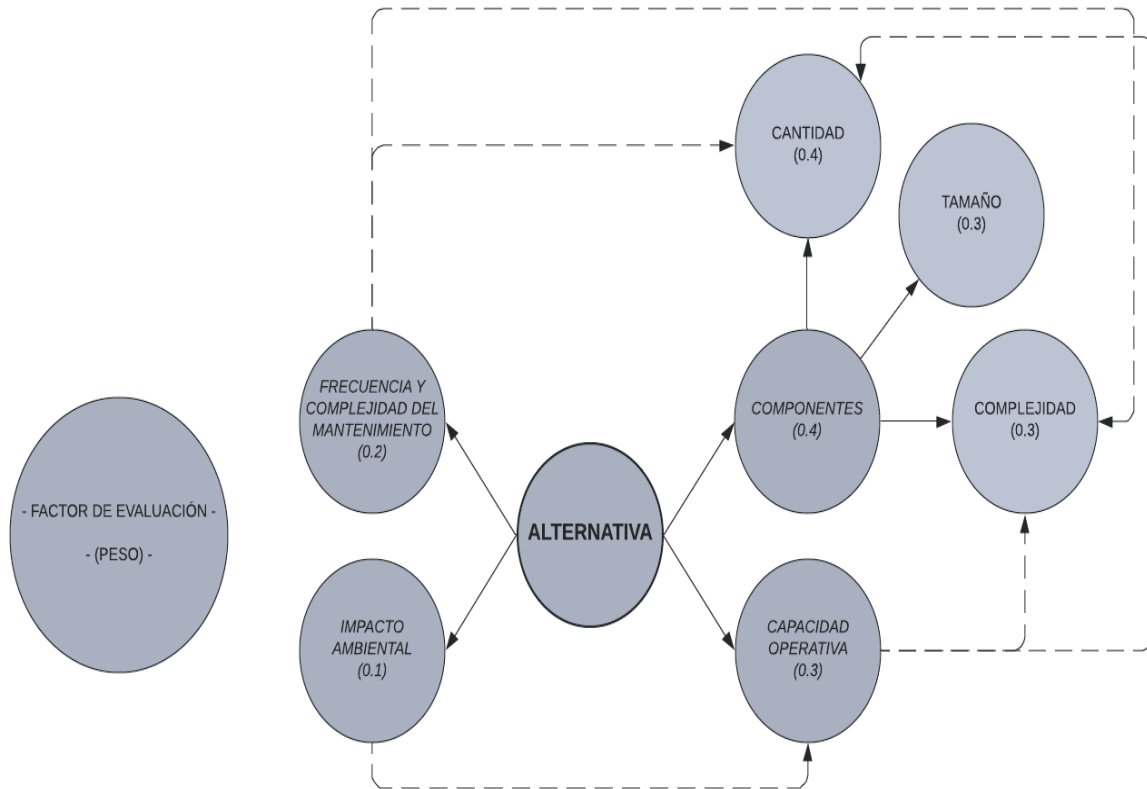
Otro tema que puede afectar el medio ambiente de forma negativa es el aumento de emisiones que se presentará en el proceso, a razón del aumento en la exigencia del motor que impulsa al trapiche que impulsará, de igual forma, el mecanismo de la cortadora. Tal aumento en las emisiones se considera en los análisis de impacto ambiental al final del proyecto y no en la selección de las alternativas porque se considera relativamente igual el consumo de potencia de cada una de las alternativas por parte de los autores.

La principal dependencia de este factor se da en relación con el factor de *Capacidad Operativa*, ya que la forma y calidad en la que se realiza el corte, se traduce en cantidad de trazas del recubrimiento de la caña que pueden quedar en el jugo de la caña luego del proceso de macerado.

Con los diferentes factores mencionados anteriormente se presenta un esquema elaborado para resumir detalladamente la evaluación para la selección de la alternativa:

Esquema 3.

Factor de evaluación para la selección de la mejor alternativa de diseño.



Nota. Esquema de asignación de pesos o importancias a cada factor usado para la selección de alternativas.

El proceso de selección se establece considerando el proceso de matriz de calificación, para de esa forma, establecer un valor de calificación que tendrá un rango de 0 a 10 (donde 0 representa un nivel bajo, insatisfactorio o inadecuado y 10 un nivel alto, conveniente o idóneo) para cada uno de los factores descritos anteriormente.

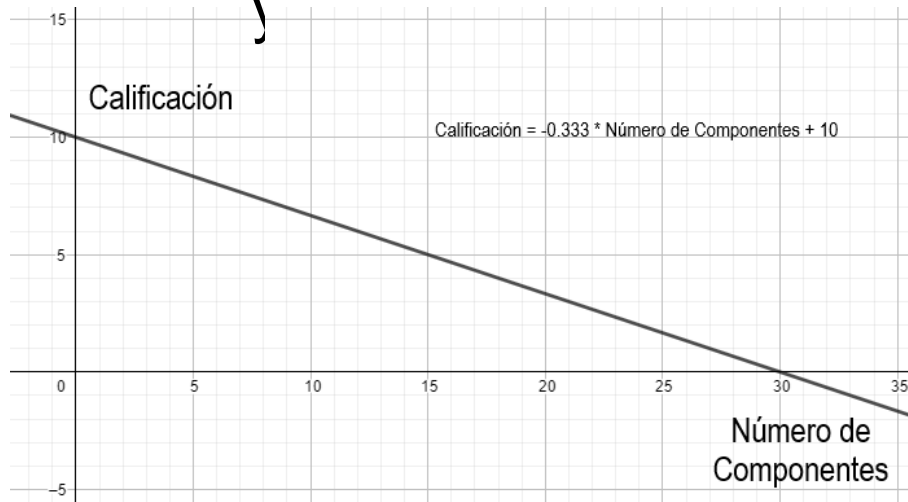
Los promedios de ponderación representan un valor diferente de la calificación de 0 a 10 planteada, como, por ejemplo, la cantidad de componentes cuyos valores no están dentro de ese rango, se utilizará un tratamiento de conversión utilizando una función de proporcionalidad.

- *Factor componentes*

La cantidad de componentes de cada una de las alternativas son valores inversamente proporcionales a la escala de calificación planteada (porque entre más componentes o piezas, menor sería la calificación del factor, o en este caso, sub – factor), se utilizará entonces una función de proporcionalidad inversa constante para la conversión del factor *Cantidad* tal como:

Grafica 1.

Proporcionalidad inversa entre el número de componentes y el rango de calificación.



Nota. Grafica usada para encontrar la calificación de cada alternativa dependiendo de su número de piezas básicas.

Dónde el eje x está representado por el Número de Componentes, y el eje y por la Calificación, la cual solo puede moverse dentro del rango de 0 a 10.⁶

Para determinar el contacto de la recta con el eje x o eje del Número de Componentes, se toma como valor máximo posible del Número de piezas para cada una de las alternativas igual a: 30, a razón de que no se supone admisible por parte de los autores

de este artículo que el sistema interno de la cortadora tenga una cantidad de componentes mayor a la cantidad de componentes del trapiche R4-S.

La recta obtenida es de la forma:

Ecuación 11. Recta de la pendiente entre calificación y número de componentes.

$$\text{Calificación} = -0.333 \cdot \text{Número de Componentes} + 10$$

Ahora bien, tomando el valor de la cantidad de componentes de cada una de las alternativas obtenemos:

Alternativa 1:

$$\text{Calificación} = -0.333 \cdot (10) + 10$$

$$\text{Calificación} = 6.67 \approx 7$$

Alternativa 2:

$$\text{Calificación} = -0.333 \cdot (20) + 10$$

$$\text{Calificación} = 3.34 \approx 3$$

Alternativa 3:

$$\text{Calificación} = -0.333 \cdot (13) + 10$$

$$\text{Calificación} = 5.67 \approx 6$$

- *Factor tamaño*

Otro sub-factor con unidades representativas diferentes al rango de calificación de 0 a 10 escogidos, que debe ser evaluado de la misma forma que el sub-factor *Componentes*, es el de *Tamaño*.

El sub-factor *Tamaño* describe un volumen de espacio específico que ocupe cualquier máquina, lograr comparar el espacio que cada una de las alternativas ocupan y así poder comparar tal valor de volumen con un valor máximo definido por el volumen ocupado por

el trapiche de forma global, o sea, tomando las dimensiones externas del trapiche en forma de prisma, y comparando tal prisma con el de cada alternativa.

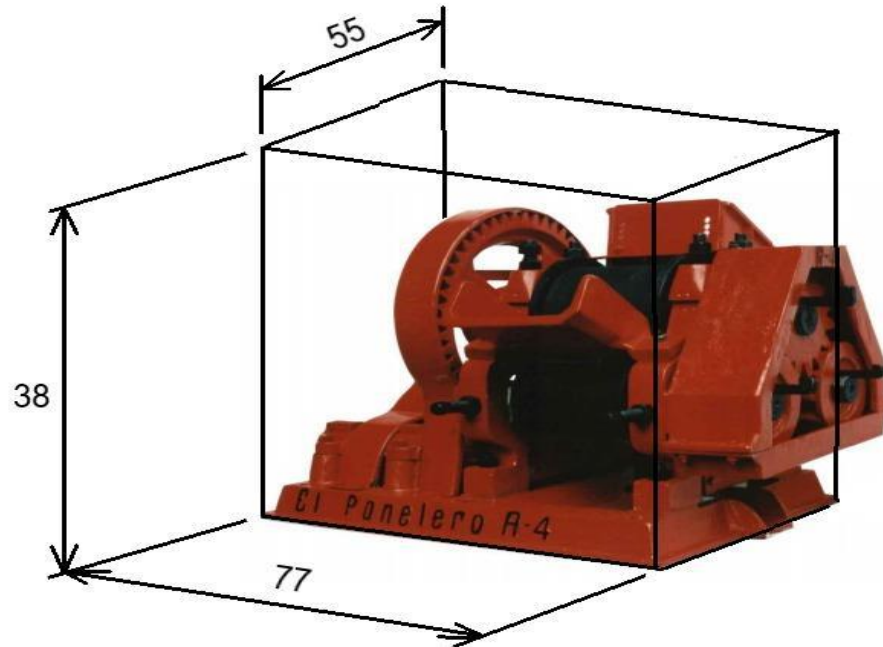
Siguiendo esa línea de ideas se tiene que, a mayor ocupación de espacio por parte de alguna de las alternativas, o sea, entre más cerca esté el volumen que ocupa alguna alternativa del volumen externo que ocupa el trapiche, menor sería la calificación de tal alternativa, a razón de que no se supone admisible por parte de los autores de este proyecto que la cortadora, al ser un accesorio del trapiche, ocupe un espacio superior o muy parecido al que ocupa éste, además de que el tamaño representa en cierta forma un indicativo de cantidad de material, que se deriva en dinero y cantidad de trabajo para la manufactura.

Por lo tanto, se seguirá el mismo método de la Grafica 1. Proporcionalidad Inversa, pero en este caso, el eje x de la gráfica corresponde al Volumen Ocupado y, el eje y al rango de calificación de 0 a 10.

Para determinar el contacto de la recta con el eje x se toma como valor máximo de volumen ocupado de forma prismática por el trapiche:

Figura 31.

Volumen prismático del Trapiche R4-S, con sus dimensiones de tamaño en centímetros.



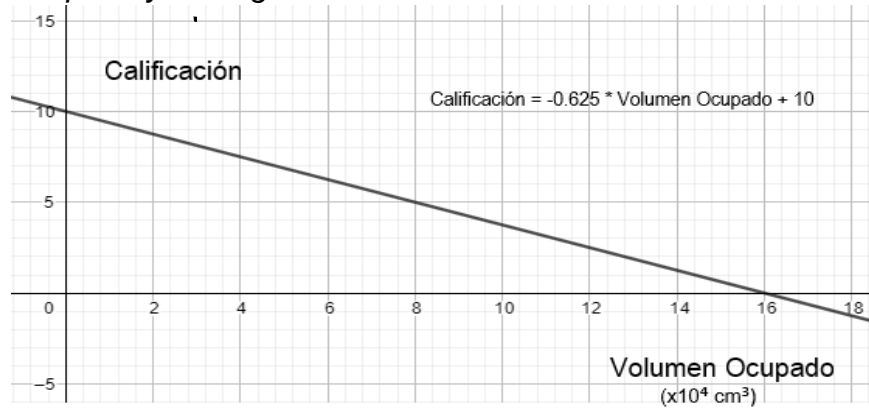
$$\text{Volumen} = (38 \cdot 55 \cdot 77) \text{cm}^3 = 160930 \text{ cm}^3$$

Nota. Volumen de un trapiche tradicional R4-S usado para el proceso de selección de las alternativas dependiendo de su volumen ocupado. Fuente: METALAGRO LTDA. portada. MANUAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE MOLINOS R2 R4 R5 R8 ESTÁNDAR. 3.0. Bogotá D.C.: 2020. Paginación: 1 DE 25, *cotas* en cm.

Con el volumen prismático que tiene el trapiche se realiza la gráfica del factor inverso con el rango de calificación:

Grafica 2.

Factor de proporcionalidad inversa entre el volumen ocupado y el rango de calificación.



Nota. Grafica usada para encontrar la calificación de cada alternativa dependiendo de su volumen ocupado.

La recta obtenida es de la forma:

Ecuación 12. Recta de la pendiente entre calificación y volumen ocupado.

$$\text{Calificación} = -0.625 \cdot \text{Volumen Ocupado} + 10$$

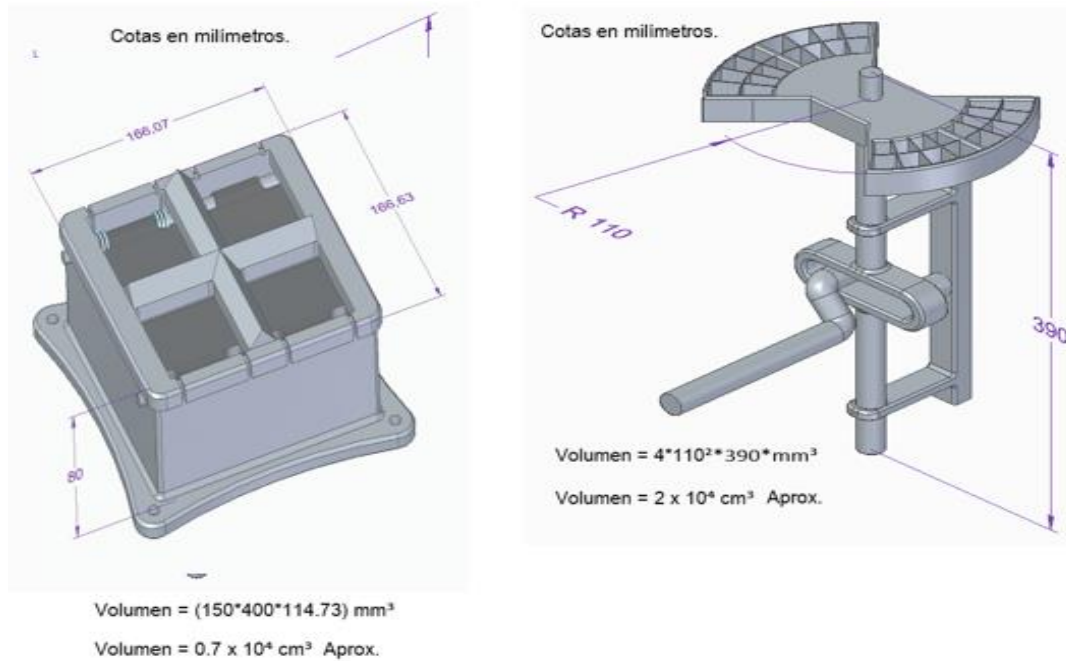
Ahora bien, para reemplazar cada uno de los volúmenes prismáticos de las alternativas propuestas, se acota o dimensiona de forma global cada una de ellas obteniendo cada volumen correspondiente así:

Alternativa 1:

Se describe el volumen ocupado por el yugo escoses y el sistema de retención que evita el regreso de la caña después de estar accionado el mecanismo de corte por el plato de cuchillas.

Figura 32.

Volumen prismático de la alternativa 1.



Nota. Volumen de la alternativa de corte número uno que se usa en la Grafica 2 para hallar el resultado de la calificación.

Entonces:

$$Volumen Prismatico Total Alternativa 1 = 2.7 \cdot 10^4 \text{ cm}^3$$

$$Calificación = -0.625 \cdot (2.7) + 10$$

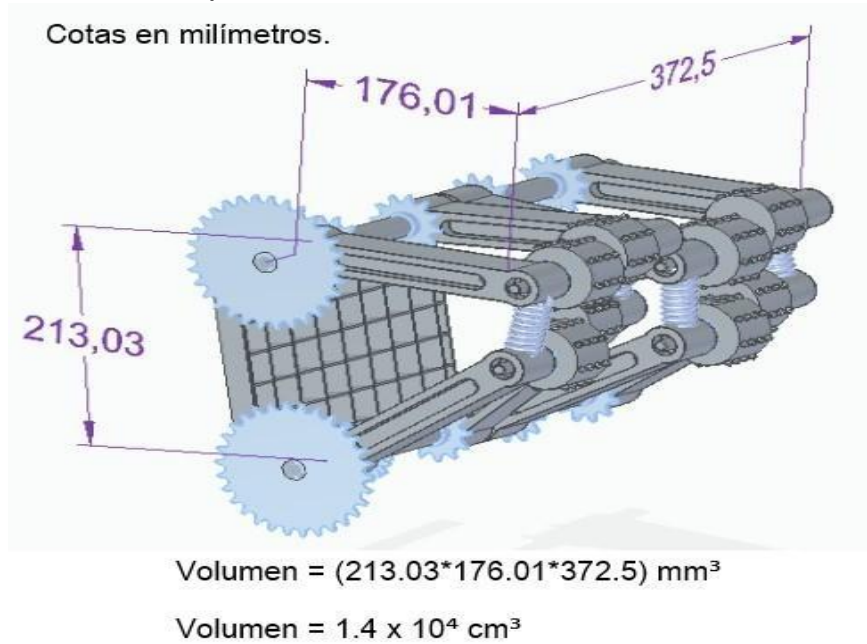
$$Calificación = 8.31 \approx 8$$

Alternativa 2:

Los diferentes componentes que están en esta alternativa son de un criterio de falla alto por sus sistemas de arrastre y esto, genera un espacio de ocupación volumétrica algo por los brazos equalizadores, como se describe en la imagen 33

Figura 33.

Volumen prismático de la alternativa 2.



Nota. Volumen ocupado por la alternativa de corte número dos que se usará en la Gráfica 2 para la obtención de la calificación numérica.

Entonces:

$$\text{Volumen Prismático Total Alternativa 2} = 1,4 \times 10^4 \text{ cm}^3$$

$$\text{Calificación} = -0,625 \cdot (1,4) + 10$$

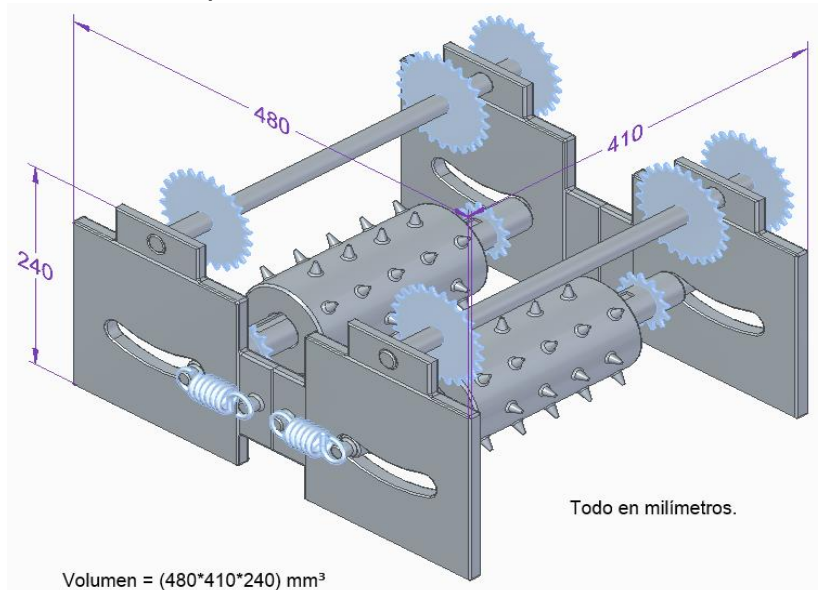
$$\text{Calificación} = 9,12 \approx 9$$

Alternativa 3:

Se componen de dos cilindros de arrastre con gran volumen de ocupación y además con un movimiento axial que produce un sobre dimensionamiento con el volumen descrito en la Figura 34.

Figura 34.

Volumen prismático de la alternativa 3.



Volumen = (480*410*240) mm³

Volumen = 5 x 10⁴ cm³ Aprox.

Nota. Volumen ocupado por la alternativa de corte número tres que se usará en la Grafica 2 para la obtención de la calificación numérica.

Entonces:

$$\text{Volumen Prismático Total Alternativa 3} = 5 * 10^4 \text{ cm}^3$$

$$\text{Calificación} = -0.625 \cdot (5) + 10$$

$$\text{Calificación} = 6.87 \approx 7$$

Las calificaciones anteriormente deducidas hacen parte de los sub-factores *Componentes* y *Tamaño*. Ahora bien, se dispone de una tabla basada en la matriz de selección tipo triz (modificada claramente) [5], para argumentar cada una de las calificaciones correspondientes para los factores faltantes: *Complejidad de Piezas*, *Capacidad de Operación*, *Frecuencia* y *Complejidad de Mantenimiento e Impacto Ambiental*.

- Complejidad del mantenimiento.

Para el sub-factor *Complejidad de Piezas*, se escogen las piezas, valga la redundancia con mayor complejidad geométrica y de proceso de manufactura para analizar tres propiedades específicas de cada una: La Estructura Global, el Modo de Fabricación y el Método de Unión o Acople.

Para los factores faltantes, se hace uso de conocimientos mecánicos diversos para lograr dar una calificación cuantitativa a cada uno por medio de argumentación cualitativa.

Alternativa 1:

En la alternativa 1 los factores que definen el criterio de rango a seleccionar según la calificación se derivan principalmente por el método de corte entre las cuchillas y la caña (ver tabla 16. Página 78) de una manera totalmente longitudinal atravesando la cuchilla a la caña y ya con esto se subdividen diferentes factores.

El yugo y el cojinete de deslizamiento es el mecanismo principal el cuál va a ser el arrastre y corte de la caña por eso se pone a criterio sus efectos en la maquina con la calificación en la tabla siguiente:

Tabla 19.

Factores que definen el criterio de rango para la selección en la alternativa 1.

		Alternativa 1		CALIFICACIÓN
Componentes	Complejidad Piezas	Rejilla de corte	Estructura global	8
			Método me fabricación	
			Método de unión	
		Tapas de retención	Estructura global	5
			Método me fabricación	
			Método de unión	
		Placas de Retención	Estructura global	6
			Método me fabricación	
			Método de unión	
Capacidad de Operación		La capacidad de operación define qué tan bien cada alternativa logra hacer su trabajo. En este caso, para la Alternativa 1, tenemos un sistema que obliga, si o si, a que el plato de cuchillas pase a través del área transversal de la caña de azúcar de forma longitudinal, mientras se mantiene sujeta. Para luego arrastrarse hasta las masas del trapiche y luego, ser maceradas al tamaño cortado.	8	
Frecuencia y Complejidad del Mantenimiento		<p>El mantenimiento de ésta alternativa se basa principalmente en garantizar un sistema de lubricación constante de forma efectiva, a razón de los distintos objetos o piezas que se someten a deslizamiento de forma continua y alterna.</p> <p>El sistema de lubricación se puede dar por salpicadura, aprovechando el movimiento de arriba a abajo constante del sistema de corte o, puede darse por medio de un sistema de ranuras lubricantes que estén conectadas a un compartimento que gotee el lubricante a tales orificios.</p> <p>Para lograr el mantenimiento hay que crear un sistema de apertura de la máquina, que se encuentre en su estructura externa que permita la visualización o inspección del mecanismo interno.</p>	7	

Tabla 19. Continuación

<p>Impacto Ambiental</p>	<p>Para el impacto ambiental se requiere tener solo presente el proceso de operación y mantenimiento para la alternativa, ya que el bagazo es utilizado como combustible por biomasa para las hornillas.</p> <p>Ruido: Los decibeles de ruido que produce el sistema son comparativamente bajos en comparación a las otras dos alternativas a razón de que sus piezas de transmisión de potencia y/o movimiento son en su mayoría piezas deslizantes lubricadas de forma constante, lo que, claramente, disminuye los ruidos generados por acción del movimiento de las piezas.</p> <p>Mantenimiento: El mayor impacto en este proceso son los lubricantes utilizados para el sistema de potencia, se pueden derramar en la carcasa de cubrimiento de la maquia y junto con esto al hacer el proceso de limpieza se generaría una dilución nociva para el ambiente terrenal donde opera la máquina.</p>	<p>8</p>
<p>Rejilla de corte</p>	<p>Estructura global: Esta pieza de la maquina a diseñar está compuesta por láminas cortadas en las dimensiones apreciadas de esta alternativo.</p> <p>Método me fabricación: Láminas de fabricación estandarizadas según la norma ISO.</p> <p>Método de unión: Puede ser fija o desmontable dependiendo de la selección se utilizaría soldadura o tornillos de sujeción fija, unir una entre otra para formar un rectángulo en diferentes subdivisiones que conformen el área minina a la cual debe cortar las cañas.</p>	
<p>Apertura Móvil Deslizante</p>	<p>Estructura global: La estructura de las Aperturas Móviles Deslizantes, reposa por contacto sobre el Cono Escalonado de Acción de forma libre. Deben tener la capacidad de sujetar las Placas de Retención y de mantener una fuerza constante de atracción por resortes la una de la otra para lograr la liberación de las cañas.</p> <p>Método me fabricación: Fundición en arena.</p> <p>Método de unión: Las uniones principales que se tiene en esta pieza están dadas por los anclajes que las Aperturas deben tener para sujetar las Placas de Retención y, además, las uniones entre los resortes que mantienen las aperturas juntas.</p>	

Tabla 19. Continuación

Placas de Retención	Estructura global: Es una placa que puede contener púas o algún otro mecanismo de sujeción para retener las cañas.
	Método me fabricación: La placa y las púas o sistema de sujeción más conveniente estarán hechos en una sola pieza por el método de fundición en arena.
	Método de unión: La unión principal se da a las Aperturas Móviles Deslizantes, a las cuales cada placa está sujeta.

Nota. Matriz de calificación cualitativa teniendo en cuenta los análisis más importantes de cada factor para cada alternativa.

Alternativa 2:

Esta alternativa se define principalmente por el sistema de arrastre hacia las cuchillas, es decir los tambores con púas se encargarán de introducir una pequeña proporción de sus púas en la caña y así comenzar a hacer un arrastre longitudinal hasta las cuchillas y obligar a pasar la caña a través de ellas (ver tabla 17. Página 79).

Teniendo en cuenta este mecanismo para poder que los tambores giren se requiere un sistema de transmisión sprocket-cadena el cual se define para dar su criterio de calificación en la siguiente tabla:

Tabla 20.

Factores que definen el criterio de rango para la selección en la alternativa 2.

		Alternativa 2		CALIFICACIÓN	
Componentes	Complejidad Piezas	Rejilla de corte	Estructura global	8	
			Método me fabricación		
			Método de unión		
			Brazo de sujeción	Estructura global	5
				Método me fabricación	
				Método de unión	

Tabla 20. Continuación

		Cilindros de arrastre	Estructura global	6
			Método me fabricación	
			Método de unión	
Capacidad de Operación	<p>La capacidad de operación se define por el sistema de corte en cuanto a su facilidad y tiempo de trabajo que requiere la máquina para cortar la caña. En esta alternativa se debe implementar un mecanismo de arrastre para la caña lo cual genera más probabilidades de falla por la cantidad de piezas que cumplen esta función y la estructura por el tamaño volumétrico en comparación de las demás alternativas.</p>	6		
Frecuencia y Complejidad del Mantenimiento	<p>El mantenimiento de la maquina a diseñar se fundamenta principalmente en los componentes para la transmisión de potencia, dicho sistema sproket-cadena requiere lubricación continua ya que no tiene un propio sistema de auto lubricación, obligando a hacer inspecciones por cantidad de horas trabajadas.</p> <p>No obstante se puede olvidar los demás componentes que requieren limpieza de lavado para retirar la suciedad acumulada.</p>	7		
Impacto Ambiental	<p>Para el impacto ambiental se requiere tener solo presente el proceso de operación y mantenimiento para la alternativa, ya que el bagazo es utilizado como combustible por biomasa para las hornillas.</p> <p>Ruido: Los decibeles de ruido que produce el sistema son comparativamente muy altos con los otros 2 porque tiene muchas piezas mecánicas en movimiento y por su propia estructura de diseño en los mecanismos de transmisión de potencia.</p>	7		

Tabla 20. Continuación

	Mantenimiento: El mayor impacto en este proceso son los lubricantes utilizados para el sistema de potencia, se pueden derramar en la carcasa de cubrimiento de la maquia y junto con esto al hacer el proceso de limpieza se generaría una dilución nociva para el ambiente terrenal donde opera la máquina.	
Rejilla de corte	Estructura global: Esta pieza de la maquina a diseñar está compuesta por láminas cortadas en las dimensiones apreciativas de esta alternativo.	
	Método me fabricación: Láminas de fabricación estandarizadas según la norma ISO.	
	Método de unión: Puede ser fija o desmontable dependiendo de la selección se utilizaría soldadura o tornillos de sujeción fija, unir una entre otra para formar un rectángulo en diferentes subdivisiones que conformen el área minina a la cual debe cortar las cañas.	
Brazo de sujeción	Estructura global: cada brazo es independiente en su estructura con las demás piezas por una sola parte sólida para sujetar los demás componentes.	
	Método me fabricación: Fundición en arena.	
	Método de unión: Este componente mecánico no tiene ningún tipo de unión para sujetar, ya que los rodamientos se ajustan por apriete y se encargaran de alinear las piezas de ese sistema.	
Cilindros de arrastre	Estructura global: Estará compuesto por un tambor cilíndrico y taches con punta de púa.	
	Método me fabricación: El cilindro y taches estarán hechos en una sola pieza por el método de función en arena.	
	Método de unión: Es una pieza única que se ensamblara aun eje para hacer su movimiento rotacional.	

Nota. Matriz de calificación cualitativa teniendo en cuenta los analisis mas importantes de cada factor para cada alternativa.

Alternativa 3:

La alternativa 3 se describe principalmente en dos rodillos los cuales serán ecualizadles por medio de resortes y tienen el mismo criterio de arrastre según la alternativa 2 pero con la gran diferencia en que no se podrá generar un arrastre total de cañas con menor dimensión diametral a comparación de otra que se introduzca al mismo tiempo (ver tabla

18 página 80). Con estos criterios de pueden dar los factores de criterio en la siguiente tabla:

Tabla 21.

Factores que definen el criterio de rango para la selección en la alternativa 3.

		Alternativa 3		CALIFICACIÓN
Componentes	Complejidad Piezas	Apoyo ranurado	Estructura global	8
			Método me fabricación	
			Método de unión	
		Cilindro de arrastre	Estructura global Método me fabricación	6
			Método de unión	
Capacidad de Operación		<p>En esta alternativa se presenta una falla apreciable la cual es que no todas las cañas podrían ser arrastradas por el sistema al ser solo dos tambores longitudinales y estos solo arrastrarán las cañas de mayor diámetro y las más delgadas quedaría sujetas solo por la misma compresión que se genera en el sistema de arrastre. Junto con ello también se presentaría una cantidad de piezas considerables que componen el sistema.</p>		4
Frecuencia y Complejidad del Mantenimiento		<p>El mantenimiento de la maquina a diseñar se fundamenta principalmente en los componentes para la transmisión de potencia, dicho sistema sprocket cadena requiere lubricación continua ya que no tiene un propio sistema de auto lubricación, obligando a hacer inspecciones por cantidad de horas trabajadas.</p> <p>No obstante se puede olvidar los demás componentes que requieren limpieza de lavado para retirar las suciedad acumulada.</p>		7

Tabla 21. Continuación

<p>Impacto Ambiental</p>	<p>Para el impacto ambiental se requiere tener solo presente el proceso de operación y mantenimiento para la alternativa, ya que el bagazo es utilizado como combustible por biomasa para las hornillas.</p> <p>Ruido: los decibeles de ruido que producen son comparativamente medianos porque solo tiene 4 sistemas Sproket-cadena en comparación con la alternativa 2 porque tiene muchas piezas mecánicas en movimiento y por su propia estructura de diseño en los mecanismos de transmisión de potencia.</p> <p>Mantenimiento: El mayor impacto en este proceso son los lubricantes utilizados para el sistema de potencia, se pueden derramar en la carcasa de cubrimiento de la maquia y junto con esto al hacer el proceso de limpieza se generaría una dilución nociva para el ambiente terrenal donde opera la máquina.</p>	<p>7</p>
<p>Apoyo ranurado</p>	<p>Estructura global: Compuesta por láminas de calibre considerable para que soporte todos los componentes mecánicos.</p> <p>Método me fabricación: Láminas de fabricación estandarizadas según la norma ISO.</p> <p>Método de unión: Una sola pieza fija que requiere un mecanizado en fresadora para los apoyos de ejes motrices.</p>	
<p>Cilindro de arrastre</p>	<p>Estructura global: Estará compuesto por un tambor cilíndrico hueco y taches con punta de púa.</p> <p>Método me fabricación: El cilindro estará hueco para disminuir los costos de fabricación en cuanto al material y el proceso de fundición en arena por su tamaño. Los taches se unirán a una placa metálica moldeable con soldadura por resistencia.</p> <p>Método de unión: Las dos piezas productos de los diferentes métodos de fabricación se ensamblaran una con otra mediante soldadura tradicional.</p>	

Nota. Matriz de calificación cualitativa teniendo en cuenta los análisis más importantes de cada factor para cada alternativa.

4.1.5 Resumen de los datos obtenidos por la calificación para la selección de la alternativa de diseño

Las calificaciones de todos los factores y sub-factores de en las tres alternativas, se lleva a cabo el proceso de selección usando las siguientes tablas que resumen cada calificación dada, teniendo en cuenta que la calificación última o total de cada una de las tablas, está dada por:

Ecuación 12. Evaluación de las matrices en el impacto de consideración en la calificación de ponderación.

$$TOTAL = 0.4(0.4C + 0.3(T + Co)) + 0.3CO + 0.2FCM + 0.1IA$$

Donde C: Cantidad, T: Tamaño, Co: Complejidad, CO: Capacidad Operativa, FCM: Frecuencia y Complejidad del Mantenimiento e IA: Impacto Ambiental.⁷

Por consiguiente:

Tabla 22.

Alternativa 1 rango de consideración.

Alternativa 1		Rango Considerativo de Calificación										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Componentes	Cantidad									■		
	Tamaño										■	
	Complejidad Piezas							■				
Capacidad de Operación											■	
Frecuencia y Complejidad del Mantenimiento									■			
Impacto Ambiental										■		
TOTAL		7.4										

Nota. Tabla de resultados finales para la selección de alternativas.

⁷ [28] K. T. Ulrich y S. D. Eppinger, PRODUCT DESIGN AND DEVELOPMENT, FIFTH EDITION, NEW YORK: Paul Ducham, 2012.

Tabla 23.

Alternativa 2 rango de consideración.

Alternativa 2		Rango Considerativo de Calificación										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Componentes	Cantidad				■							
	Tamaño									■		
	Complejidad Piezas						■					
Capacidad de Operación							■					
Frecuencia y Complejidad del Mantenimiento								■				
Impacto Ambiental								■				
TOTAL		6.18										

Nota. Tabla de resultados finales para la selección de alternativas.

Tabla 24.

Alternativa 3 rango de consideración

Alternativa 2		Rango Considerativo de Calificación										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Componentes	Cantidad						■					
	Tamaño							■				
	Complejidad Piezas					■						
Capacidad de Operación					■							
Frecuencia y Complejidad del Mantenimiento								■				
Impacto Ambiental								■				
TOTAL		5.64										

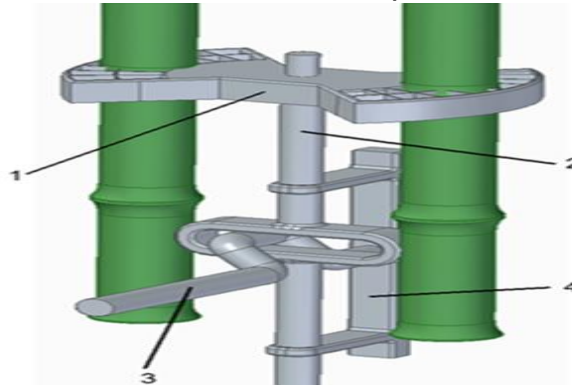
Nota. Tabla de resultados finales para la selección de alternativas.

4.2 Alternativa de diseño seleccionada según los criterios de consideración.

Los procesos de consideración según los rangos de ponderación obtenidos y los valores de calificación a cada uno de los factores teniendo en cuenta la deducción del (Esquema 1 página 66). (Exceptuando los sub – factores de *Cantidad* y *Tamaño* por obvias razones), se escoge la **Alternativa No. 1** como la opción seleccionada, al cumplir de mejor manera cada uno de los factores y sub – factores evaluados, con un TOTAL de calificación de 7.4, mayor en 1.22 unidades más en la escala de calificación de 0 a 10 que la alternativa más cercana.

Figura 35.

Alternativa del diseño conceptual seleccionada.



Nota. Alternativa ganadora dentro de las 3 dadas inicialmente luego del proceso de calificación numérico y cualitativo

4.3 Cálculo en la fuerza de compresión para el corte de la caña con cuchillas rectas.

Como primer criterio de análisis en el sistema de corte, se debe evidenciar cual es la fuerza de compresión que requiere el mecanismo para lograr atravesar la caña de azúcar longitudinalmente hasta que ingrese a las masas del trapiche R4-S y este por si solo genera el arrastre de la caña.

4.3.1 Dimensiones y estructura del plato de cuchillas

Al realizar un prototipo a escala real en el sistema de cuchilla de corte (ver Figura 33,34), se validan los datos de fuerza a compresión que la máquina requiera para cortar las cañas con la pruebas experimentales, las dimensiones del plato de cuchillas para cortar una caña se dieron especificadas en la prueba experimental inicial que se realizó con diferentes áreas cortadas para lograr evidenciar la eficiencia en el aumento de extracción del jugo de caña al macerarse en las masas del trapiche R4-S y el ajuste del sistema al diámetro de paso correcto de los piñones transmisores de potencia a las masas.

La mejor configuración geométrica en cuanto a la distancia que debe haber entre cada cuchilla fue de 20X20 mm, si se disminuye más estas longitudes el trapiche no haría el

arrastre de las cañas al haber un área de contacto menos compacta. Todo esto porque el ajuste de distancia entre centro de las masas sería muy pequeño y no se produciría la transmisión de potencia adecuada en el círculo de paso de los piñones transmisores de potencia.

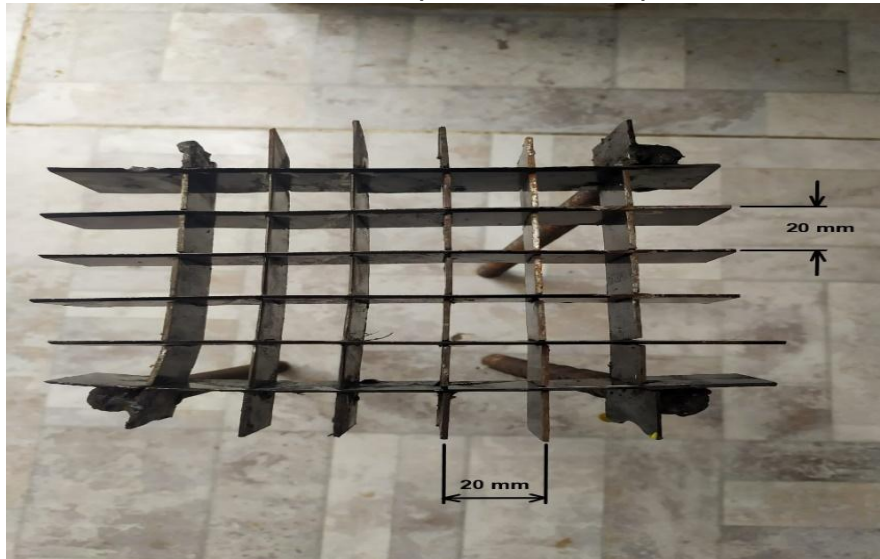
El prototipo experimental se realiza con cuchillas estandarizadas en su estructura física más no en sus propiedades mecánicas, porqué la idea principal es ver el esfuerzo que se genera entre cuchilla y caña, para atravesarse más no la resistencia del material que pueda producirse, este se calculará con los mismos datos arrojados en la prueba experimental y la validación de información en investigaciones anteriores ya realizadas con la caña de azúcar y chuchillas de corte estandarizadas AISI 5160(ver anexo 1.) este material es el mejor según las especificaciones de investigación, aun así se comprobará su resistencia en los cálculos a realizar con la carga aplicada en el plato de cuchillas.

Las cuchillas de guadaña son la mejor en el mercado para este tipo trabajo en operación que tienen las mismas características físicas de otras comerciales como:

- Configuración física láminas planas
- Angulo de inclinación para el corte
- Estructura general y ensamble ya especificado
- Coefficiente de fricción

Figura 36.

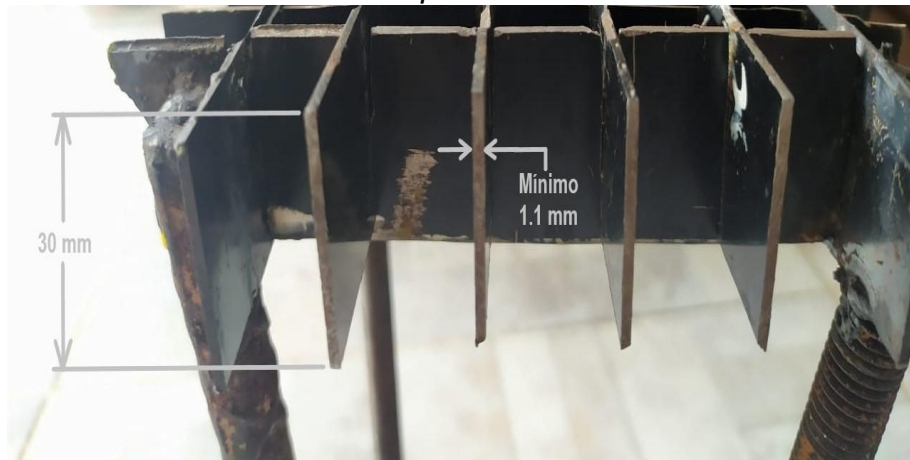
Configuración seleccionada para el plato de cuchilla real en el corte de la caña a compresión vista superior.



Nota. Plato de cuchillas usado para realizar las pruebas experimentales realizadas para determinar le fuerza de corte

Figura 37.

Configuración seleccionada para el plato de cuchilla real en el corte de la caña a compresión vista lateral.



Nota. Acercamiento de mejor visualización de la configuración de las cuchillas y su geometría, mostrando grosor, altura y filo.

Figura 38.

Variedad de caña seleccionada para la prueba de ensayo



Nota. Visualización de las cañas usadas para la realización de los laboratorios o ensayos realizados para la determinación de la fuerza de corte.

4.3.2 Ángulo de inclinación para las cuchillas en un corte longitudinal.

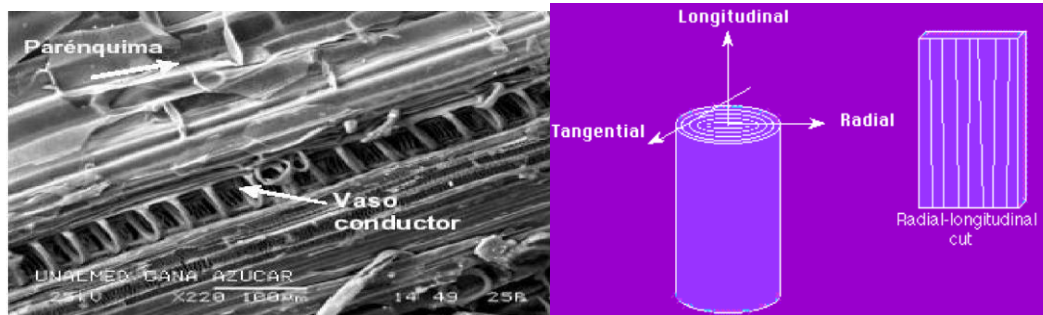
En el proyecto que se desarrolla se requiere hacer un corte totalmente longitudinal en la caña, dicha fuerza de corte varía dependiendo del diámetro de cada caña y el ángulo de inclinación en el corte y será determinado en la punta de la cuchilla, esta punta se expresa netamente de manera teórica con información previamente analizadas e investigadas.

Se debe aclarar que las investigaciones a realizar y comparar deben tener un corte netamente longitudinal porque es la única manera en que se está describiendo el proyecto y no se puede apreciar un corte transversal por su estructura física, la caña es totalmente diferente en cada orientación principalmente el método que se utiliza para cortar las cañas de azúcar comúnmente.

Con la información del método de corte que se debe hacer, el material a comparar por su estructura física en la orientación de cada micro fibrilla de la caña es con un tronco de madera (bambú) ya que tienen la misma dirección de cada fibra (ver Figura 39.).

Figura 39.

Micro estructura típica de la sección longitudinal **A.** Caña de azúcar
B. madera bambú.



Nota. Micro estructura de una probeta de ensayo de madera tipo bambú para señalar la similitud microscópica entre ésta y la caña de azúcar..

Fuente: A. Hugo. González Sánchez (2008). "CORRELACIÓN ENTRE PROPIEDADES ANATÓMICAS, RESISTENCIA A FLEXIÓN ESTÁTICA Y ENERGÍA REQUERIDA PARA EL CORTE DE LA CAÑA DE AZÚCAR". [En línea].

<https://revistas.unal.edu.co/index.php/refame/article/view/24796/25345>

[Acceso: Octubre 15,2020]

B. FIUBA." Las propiedades mecánicas de la madera son anisotropías". [En línea].

<http://materias.fi.uba.ar/7201/MADERAS-I.pdf> [Acceso: Octubre

15,2020].

Los investigadores de dicho informe decidieron evaluar dos ángulos de inclinación 15° y 20° con respecto a la vertical (ver anexo 2.) en el cual obtuvieron, el que menos requiere un esfuerzo para poder cortar y abrir el tronco de madera es el ángulo de 15° .

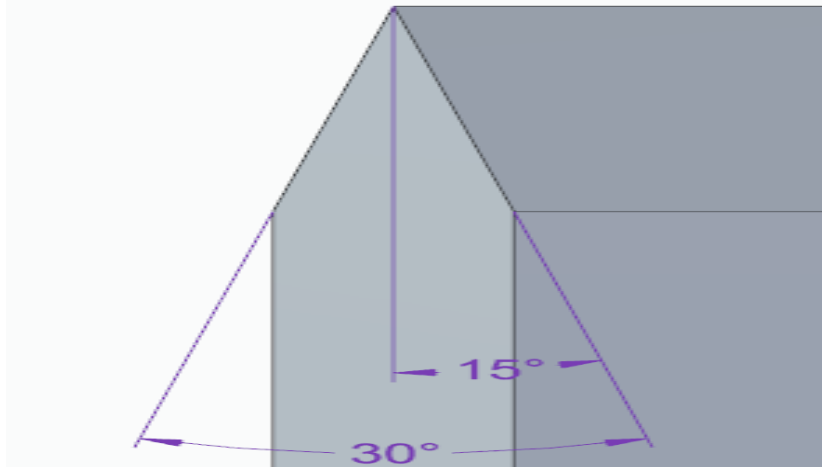
En la prueba experimental con las cuchillas a escala real, se implementa unafilamiento de cada cuchilla con este ángulo de inclinación, aun así, se tuvo en cuenta un factor de seguridad de sobre dimensionamiento con un ángulo de 20° grados como mínimo para que se sobre esfuerce el sistema y dar una mayor apreciación en cuanto un efecto de sobrecarga por los operarios que manipulen la máquina o se produzca algún esfuerzo en el mal manejo.

Con toda esta información, se decidió realizar las cuchillas con el mismo ángulo de corte 15° para la caña con respecto a la vertical y en doble bisel de la cuchilla.

Todo esto porque está en el rango de menor consumo de energía para realizar el corte (ver Figura 40.)

Figura 40.

Configuración del ángulo de inclinación para el corte en la cuchilla.



Nota. Inclinación utilizada para el filo de las cuchillas determinado por el proceso de investigación llevado a cabo.

4.3.3 Datos de información en la prueba experimental diámetro de la caña VS carga aplicada.

La prueba experimental se realizó con los 4 diferentes tipos de caña (ver Figura 38. Página 106) seleccionados en los apartados anteriores, que tiene los criterios de carga más exigentes en el sistema de corte y asimismo de cada tipo de variedad se seleccionaron tres diferentes diámetros pequeño, intermedio y máximo (ver anexo 3.).

Con la materia prima se obtuvieron cuatro diferentes pruebas experimentales a cada tipo de caña y cada diferente diámetro (ver tabla 25,26,27,28), con la variación de carga (discos de pesas) para realizar el corte con caída libre y los tipos de caña seleccionados se tuvieron intervalos ente 3 Kgf y 10 Kgf (ver Figura 41.)

Figura 41.

Peso para el corte de la caña con criterio máximo de fuerza.



Nota. Componentes usados para la realización del primer tipo de prueba usada para determinar la fuerza de corte.

Tabla 25.

Datos obtenidos de la prueba experimental caña POJ 27-14.

Caña POJ 27-14			
Diámetro de la caña +/- 2 (mm)	carga requerida para cortar la caña (Kgf)	longitud atravesada en la cuchilla(mm)	distancia de caída libre(mm)
20	3,5	2	100
25	5	2,2	100
30	5	2,3	100
35	7,5	2	100
40	8,5	2,5	100
45	9,1	1,8	100

Nota. Tabla de datos obtenidos en el proceso de ensayo de caída libre variedad POJ 27-14.

Tabla 26.*Datos obtenidos de la prueba experimental caña CC 84-75.*

Caña CC 84-75			
Diámetro de la caña+/- 2 (mm)	carga requerida para cortar la caña (Kgf)	longitud atravesada en la cuchilla(mm)	distancia de caída libre(mm)
20	3	2,1	100
25	4,5	1,9	100
30	5,5	2,0	100
35	7	2,0	100
40	8	2,1	100
45	9	2,0	100

Nota. Tabla de datos obtenidos en el proceso de ensayo de caída libre variedad CC 84-75.

Tabla 27.*Datos obtenidos de la prueba experimental caña RD 75-11.*

Caña RD 75-11			
Diámetro de la caña+/- 2 (mm)	carga requerida para cortar la caña (Kgf)	longitud atravesada en la cuchilla(mm)	distancia de caída libre(mm)
20	4	2,0	100
25	4,8	2,0	100
30	5	2,1	100
35	7,3	2,1	100
40	8	2,0	100
45	9,5	2,0	100

Nota. Tabla de datos obtenidos en el proceso de ensayo de caída libre variedad RD 75-11.

Tabla 28.

Datos obtenidos de la prueba experimental caña POJ 28-78.

Caña POJ 28-78			
Diámetro de la caña +/- 2 (mm)	carga requerida para cortar la caña (Kgf)	longitud atravesada en la cuchilla(mm)	distancia de caída libre(mm)
20	3,5	2,0	100
25	5	1,9	100
30	5	2,0	100
35	7,2	2,1	100
40	8,7	1,9	100
45	9,2	2,0	100

Nota. Tabla de datos obtenidos en el proceso de ensayo de caída libre variedad POJ 28-78.

4.3.4 Fuerza de compresión mínima para la caña de mayor diámetro con carga de caída libre.

Después de haber tomado los datos de la prueba experimental realizada a la caña de azúcar con sus diferentes variedades se procedió a calcular el esfuerzo máximo de compresión que se requiere en la caña de mayor diámetro por la misma carga mínima que se tiene para atravesar las cuchillas.

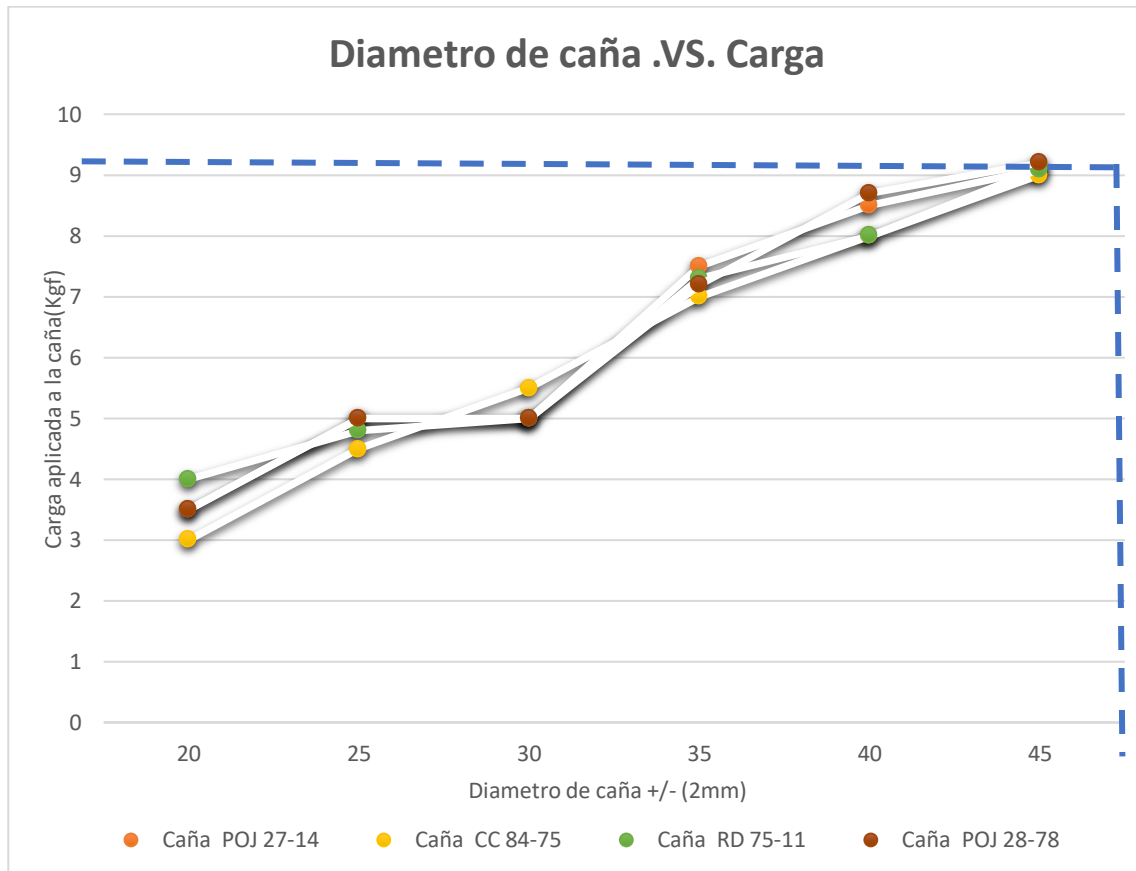
Con los datos de información se realiza una gráfica (ver grafica 3.), en la cual está inmerso el diámetro de la caña VS la carga para cada tipo de caña. Se observa como la variación de intervalos en la gráfica va incrementando dependiendo del diámetro y así mismo su carga hasta llegar a un punto máximo en el cual se deciden tomar como valor de criterio con un promedio de intervalos entre las cuatro diferentes cargas que se obtuvieron para cada diámetro de caña específica.

El resultado final que se obtuvo, sometió la caña de mayor diámetro que puede introducirse en el plato de cuchillas y requiere una carga mínima de 9,1 Kgf esta carga no se considera únicamente con respecto a la fuerza de compresión, sino que también se debe incluir la distancia que se realizó desde la caída libre donde partía del punto cero,

el peso del disco hasta dejarlo caer encima de la caña. Para validar esta información se procede hacer los cálculos de caída libre en un sistema.

Grafica 3.

Variedad de caña seleccionada VS la carga aplicada para atravesar el plato de cuchillas.



Nota. Tabla de datos obtenidos en el proceso de ensayo de caída libre mostrando diámetro de caña vs carga aplicada para la determinación de la fuerza.

Tabla 29.

Variables utilizadas en este apartado.

Símbolo	Variable	Unidad
E_T	Energía total	Julio
E_p	Energía cinética	Julio
W_c	Trabajo de corte	julio
m	Masa	Kg
g	Gravedad	$\frac{m}{s^2}$
h	Altura de caída	m
F	Fuerza	N
Δl	Desplazamiento de la caña en la cuchilla	cm

Nota. Variables usadas en el proceso de cálculo. Pará la representación de las fuerzas, presiones y energías

Ecuación 13. Ecuación ciencias e ingeniería de serway y jewett para el cálculo de las fuerzas de compresión en el sistema.

$$\begin{aligned}E_T &= E_p = mgh \\E_p &= W_c = mgh \\W_c &= F * \Delta l \\F &= \frac{W_c}{\Delta l} \\F &= \frac{(9,1 \text{ kg} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,2m)}{(14 - 11)cm * \frac{0,01m}{cm}} \\F_c &= 595,14 \text{ N} = 61 \text{ Kgf}\end{aligned}$$

Con la fuerza de compresión se determina entonces, que el sistema requiere utilizar cuatro cañas con diámetro máximo de 40 mm por la construcción y el número de cañas adecuado que ingresa al trapiche R4-S.

Así mismo el mayor criterio de información que se suministra para la carga de compresión se tiene la siguiente información:

fuerza se compresión por caña:61 Kgf

Número de cañas máximas:4

Se da como resultado que la fuerza total que requiere la maquina a diseñar debe generar una fuerza de compresión de 244 Kgf o 2,3936 KN.

4.3.5 Datos de información en la prueba experimental con una prensa hidráulica.

Para poder validar la información del método experimental de caída libre en el apartado anterior 4.3.3, Se decidió ir a un banco de pruebas con una prensa hidráulica (ver Figura 42,43.) la cual está compuesto principalmente por dos pistones de diferente diámetro y un manómetro. En este banco se pusieron a prueba los diferentes tipos de caña y diferente diámetro (ver anexo 4), se hacía atravesar la caña en la cuchilla ya previamente con la configuración del ángulo de corte 30° aun así teniendo en cuenta el factor de seguridad con sobre esfuerzo de corte para tener una mayor confiabilidad en el mismo sistema y evitar que el operario sobrecargue las cuchillas por algún error humano y lleguen a una falla por fatiga o sobre esfuerzo.

Figura 42.

Carga suministrada a la caña para atravesar las cuchillas.



Nota. Visualización de la aplicación de la carga aplicada a cada caña usando la prensa hidráulica.

Figura 43.

Banco de prueba prensa hidráulica.

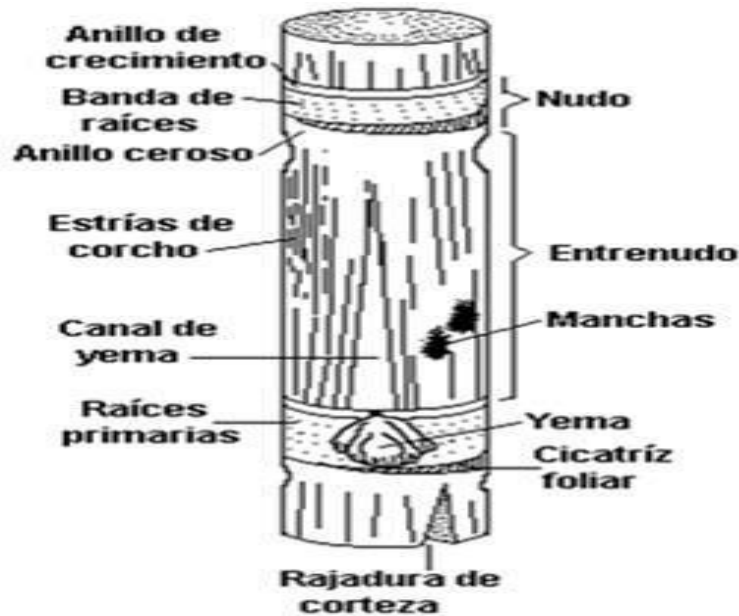


Nota. Visualización de la máquina usada para la aplicación de la carga aplicada a cada caña, (prensa hidráulica).

El experimento se inició con las variedades en caña de menor a mayor diámetro, asimismo se veía la variación de presión que se ejercía en el manómetro. Esa presión aumenta a medida que se pasaba los primeros nudos en cada caña después de este proceso se disminuía apreciativamente la carga que se ejercía al pasar por los entre nudos (ver Figura 44.).

Figura 44.

Partes de la caña de azúcar.



Nota. Morfología de una probeta de caña de azúcar típica mostrando cada parte en específico.
Fuente: FA MENDELU "Taxonomía y morfología". [En línea].

http://web2.mendelu.cz/af_291_projekty2/vseo/print.php?page=7088&typ=html [Acceso: Octubre 20,2020].

Se volvían a iniciar las mismas partes de configuración para la caña y así iba aumentando y disminuyendo apreciativamente la fluctuación de cargas en cada probeta de caña.

La evaluación en la toma de datos con el criterio de mayor esfuerzo que se veía en el manómetro, obteniendo los siguientes datos de información en cuanto al tipo de caña y el número de probetas que se realizaron en la prueba:

Tabla 30.

Datos obtenidos de la prueba experimental caña POJ 27-14.

Caña POJ 27-14		
Diámetro de la caña+/- 2 (mm)	Presión marcada por el manómetro para cortar la caña (psi)	longitud atravesada en la cuchilla(mm)
20	50	0,7
25	70	0,7
30	100	0,7
35	120	0,7
40	150	0,7

Nota. Datos finales luego del proceso de cálculo de la determinación de fuerza de corte para la variedad POJ 27-14.

Tabla 31.

Datos obtenidos de la prueba experimental caña CC 84-75.

Caña CC 84-75		
Diámetro de la caña+/- 2 (mm)	Presión marcada por el manómetro para cortar la caña (psi)	longitud atravesada en la cuchilla(mm)
20	50	0,7
25	80	0,7
30	100	0,7
35	120	0,7
40	145	0,7

Nota. Datos finales luego del proceso de cálculo de la determinación de fuerza de corte para la variedad CC 84-75.

Tabla 32.

Datos obtenidos de la prueba experimental caña RD 75-11.

Caña RD 75-11

Diámetro de la caña+/- 2 (mm)	Presión marcada por el manómetro para cortar la caña (psi)	longitud atravesada en la cuchilla(mm)
20	50	0,7
25	70	0,7
30	100	0,7
35	130	0,7
40	150	0,7

Nota. Datos finales luego del proceso de cálculo de la determinación de fuerza de corte para la variedad RD 75-11.

Tabla 33.

Datos obtenidos de la prueba experimental caña POJ 28-78.

Caña POJ 28-78		
Diámetro de la caña+/- 2 (mm)	Presión marcada por el manómetro para cortar la caña (psi)	longitud atravesada en la cuchilla(mm)
20	40	0,7
25	65	0,7
30	100	0,7
35	110	0,7
40	145	0,7

Nota. Datos finales luego del proceso de cálculo de la determinación de fuerza de corte para la variedad POJ 28-78.

4.3.6 Fuerza de compresión en la prensa hidráulica presión VS diámetro.

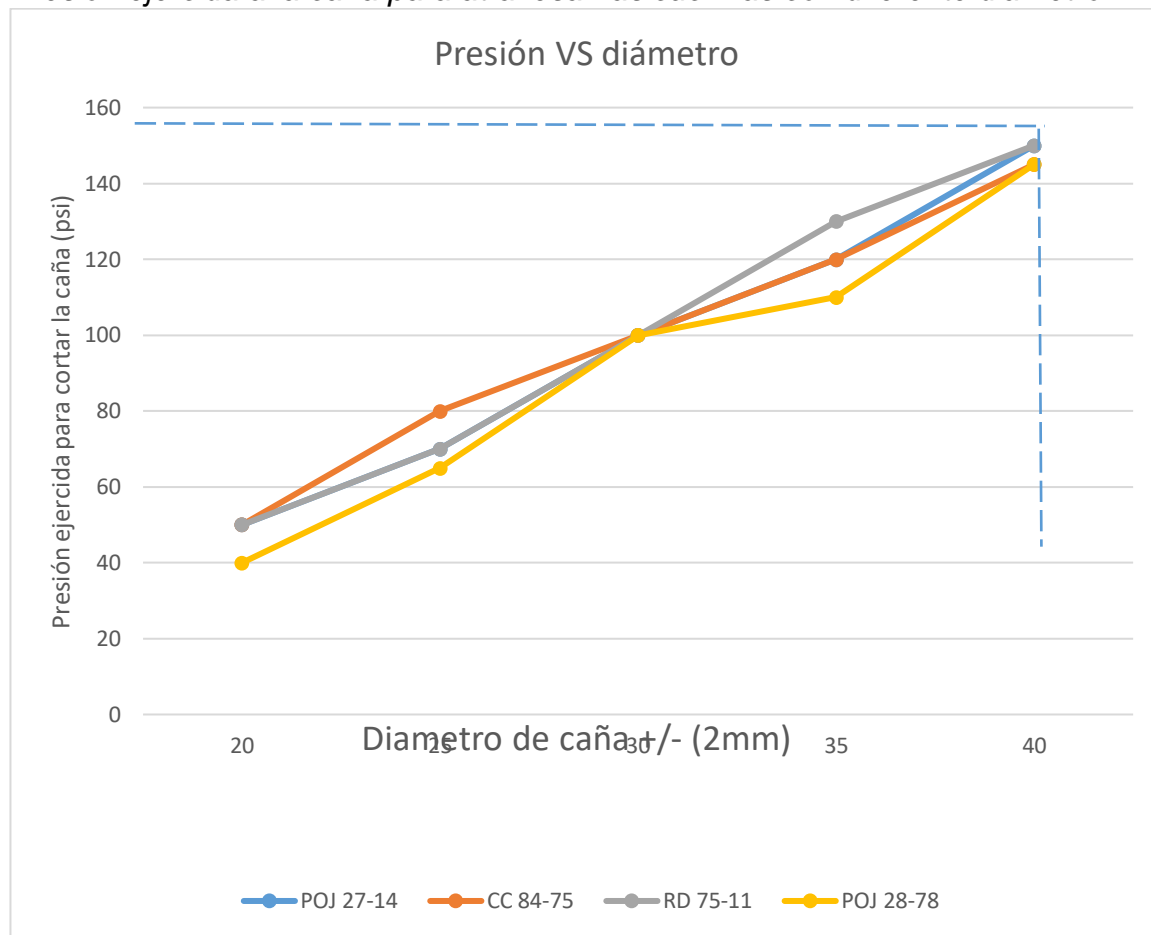
Según los datos obtenidos de la prueba experimental en la prensa hidráulica, en los diferentes tipos de caña se logra evidenciar que la mayor presión que requiere el sistema para hacer atravesar la caña en las cuchillas es de 150 psi y teniendo en cuenta una apreciación de la variación de diámetros en la caña el punto máximo de carga según la (gráfica 4.).

Ya con este dato se procede a calcular la fuerza de compresión mínima que se requiere por caña y después por el número total que son 4 cañas en las cuales se pueden introducir en el trapiche (ver ecuación 14.).

Las características de la prensa hidráulica están dadas en la (tabla 34.) Y así mismo con las ecuaciones de fuerza, presión y área se obtiene la fuerza en kilogramos fuerza que se requiere para atravesar las cuchillas.

Grafica 4.

Presión ejercida a la caña para atravesar las cuchillas con diferente diámetro.



Nota. Gráfica de representación de la presión vs el diámetro luego de los procesos de cálculo mostrados anteriormente.

Tabla 34.

Variables utilizadas en este apartado.

Símbolo	Variable	Unidad
\emptyset_1	Diámetro del pistón 1	0,043 m
\emptyset_2	Diámetro del pistón 2	0,074m
F_1	Fuerza 1	N

F_1	Fuerza 2	N
A_1	Área transversal 1	m^2
A_2	Área transversal 2	m^2
P	Presión del sistema	Kpa

Nota. Variables usadas para la determinación de la fuerza de corte en el proceso de cálculo posterior.

Ecuación 14. Ecuación Mecánica de materiales Ferdinand Beer para el cálculo de las fuerzas de compresión por la prensa hidráulica en el sistema.

$$F_1 = P * A$$

$$F_1 = P * \frac{\pi}{4} * \phi_1^2$$

$$F_1 = 150 \text{ psi} * \frac{6,89476 \text{ KPa}}{1 \text{ psi}} * \frac{\pi}{4} * 0,043m^2 = 1,5 \text{ KN}$$

$$F_2 = P * \frac{\pi}{4} * \phi_2^2$$

$$F_2 = 150 \text{ psi} * \frac{6,89476 \text{ KPa}}{1 \text{ psi}} * \frac{\pi}{4} * 0,074m^2 = 4,4 \text{ KN}$$

$$F_1 = 152,9 \text{ Kgf}$$

$$F_2 = 448,52 \text{ Kgf}$$

La fuerza 1 es la que se aplica al pistón con la carga externa, en este caso la fuerza manual de los operarios para lograr mover el pistón 2 y así introducir la caña en las cuchillas, dicho esto la fuerza final que se debe aplicar a una solo caña de un diámetro de 40 mm por la construcción y el número de cañas adecuado que ingresa al trapiche R4-S.

Así mismo teniendo estos dos criterios de información:

fuerza se compresión por caña:448,52 Kgf

Número de cañas máximas:4

Se da como resultado que la fuerza total que requiere la máquina a diseñar debe generar una fuerza de compresión de 1794,08 Kgf o 17,6 KN.

Método de selección entre caída libre y prensa hidráulica para la fuerza que se debe ejercer al cortar la caña de azúcar por el plato de cuchillas.

La comparación entre el método experimental por caída libre y el método experimental por prensa hidráulica, da evidencia de una gran diferencia en cuanto a las fuerzas de compresión (ver ecuación 15.) es decir se tiene una apreciación más efectiva en el método de prensa hidráulica por ser datos obtenidos de una máquina estandarizada, arrojando un error de 86,93% ya que el punto de inercia no siempre iba a ser continua y tampoco iba a ser linealmente perfecto al momento de dejar caer las pesas en la caña por esta principal condición, se decidió seleccionar el método de prensa hidráulica ya que es una máquina con estandarización normativa y calibración continua más no de componentes en el cual incluya un factor de error humano.

Ecuación 15. Ecuación del error relativo porcentual entre en método experimental por caída libre y la prensa hidráulica.

$$\% \text{ error} = \frac{\text{aproximado} - \text{real}}{\text{real}} * 100$$

$$\% \text{ error} = \frac{2,3936 \text{ KN} - 17,6 \text{ KN}}{17,6 \text{ KN}} * 100$$

$$\% \text{ error} = 86,93\%$$

4.4 FACTOR DE SEGURIDAD O FACTOR DE DISEÑO

«Es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. La resistencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar un esfuerzo de diseño o también conocido como esfuerzo permisible.

Todo esto con la conclusión de que el esfuerzo real que se desarrolla en el componente mecánico debe ser menor al esfuerzo de diseño.

El diseñador debe determinar cuál será un valor razonable del factor de diseño en determinado caso. Con frecuencia, el valor del factor de diseño o del esfuerzo de diseño está definido por códigos establecidos por organizaciones de normalización, como la

Sociedad Estadounidense de ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical Engineers), la Asociación Estadounidense de Manufactura de Engranajes (American Gear Manufacturers Association), el Departamento de la Defensa de Estados Unidos (U. S. Department of Defense), la Asociación de Aluminio (Aluminum Association) o el Instituto Estadounidense de Construcción de Acero (American Institute of Steel Construction).

Todas estas decisiones mencionadas efectúan el valor del factor de diseño adecuado los cuales son los siguientes:

Materiales dúctiles:

$N = 1,25$ a $2,0$. El diseño de estructuras bajo cargas estáticas. Para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.

$N = 2,0$ a $2,5$. Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este tipo.

$N = 2,5$ a $4,0$. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

$N = 4,0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores. » [6]

Aun así, con criterio del factor de diseño del libro MOTT, se toma también como apartado el método de PUGSLEY (ver anexo 5.) para tener una mayor apreciación en cuanto a otras variables externas como el impacto ambiental y las vidas humanas que puedan estar en peligro.

Ecuación 16. Factor de seguridad en el diseño por el método de PUGSLEY.

$$n_s = n_{xx} * n_{yy}$$

Donde:

n_{xx} : Factor de seguridad que involucran características A, B y C

n_{yy} : Factor de seguridad que involucran características D y E

A: Calidad de los materiales.

B: Control sobre la carga aplicada.

C: Exactitud del análisis del esfuerzo.

D: Peligro para el personal.

E: Impacto económico.

Como aspecto final se van a tener en cuenta los dos factores planteados en este aparte para diseñar la máquina cortadora de caña.

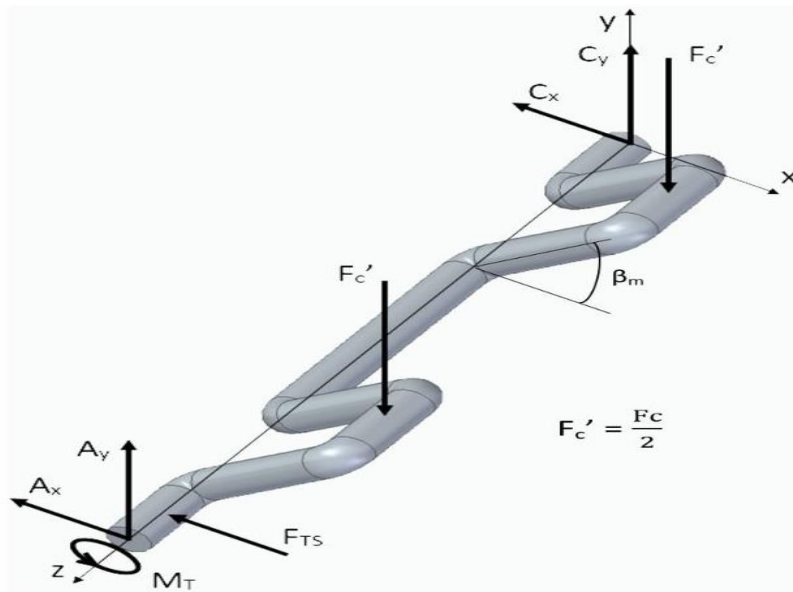
Eje motriz.

Para comenzar con los cálculos de las piezas que componen la cortadora de caña, se analiza en primer lugar el eje motriz que acciona el yugo, el cual, por su geometría, vuelve lineal el movimiento rotacional del eje impulsor, generando el movimiento alterno de corte.

Se evidencia el diagrama de cuerpo libre con las fuerzas respectivas que se efectúan en el eje (ver Figura 45.):

Figura 45.

Reacciones que actúan en el eje motriz producto de las cargas y apoyos.



Nota. Eje motriz luego del proceso de determinación de fuerzas y reacciones que se aplican en su superficie durante el desarrollo de su trabajo crítico.

Donde:

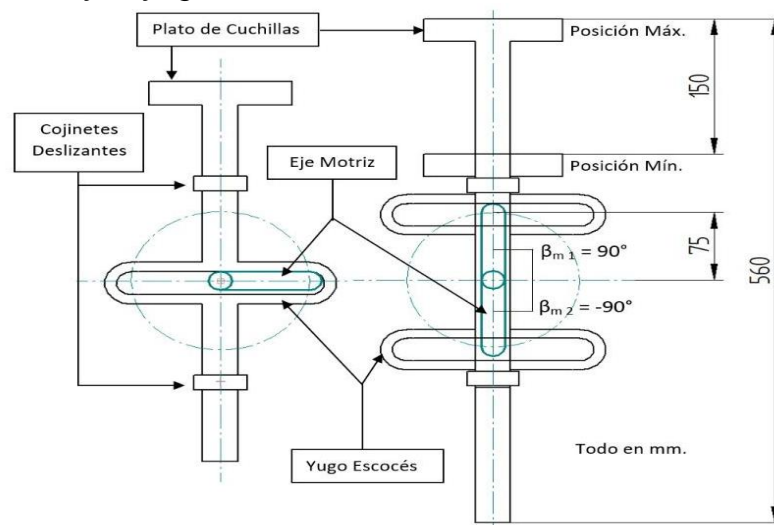
- F_c : Es la fuerza necesaria para cortar las cuatro cañas que están en la cámara o tubería de retención.
- F_{TS} : Es la fuerza de tensión producida por la cadena del sistema de transmisión de potencia.
- A_x , A_y , C_x y C_y : Corresponden a las fuerzas de reacción en los apoyos donde se descarga el eje motriz, los cuales, representan cojinetes con rodamientos necesarios para apoyar el eje y permitir su rotación libre.
- M_T : Es el torque que se deje ejercer al eje para producir el movimiento rotacional.

De la anterior Figura, que muestra el denominado Eje Motriz en forma de Cigüeñal para este diseño, de la cortadora de caña, se obtienen las ecuaciones que definen el estado de fuerzas estáticas en cada uno de sus planos junto con sus dimensiones más importantes para tal cálculo estático, que se representan por medio de las letras h, i, j y k.

Antes de mostrar tal proceso de cálculo, debe tenerse en cuenta que el yugo escocés (el cual se acciona por medio de su contacto con el eje motriz en forma de cigüeñal), tiene características geométricas que deben ser tenidas en cuenta para el análisis estático del eje motriz, y adicionalmente para entender la transformación del movimiento de rotación del eje impulsor de la cortadora, al movimiento lineal del sistema de corte.

Figura 46.

Geometría específica del ensamble entre el eje motriz y el yugo escoses.



Nota. Figura que muestra la relación geométrica entre eje motriz y yugo escocés.

Se puede visualizar el comportamiento del conjunto yugo – eje motriz, cuyas magnitudes geométricas más importantes se señalan en forma de cotas. Las notas señalan algunas partes fundamentales.

En la parte de la izquierda de la (Figura 46.), se puede ver el estado inicial del sistema. En ese momento, el ángulo del eje motriz en forma de cigüeñal con respecto a la horizontal (β_m), es 0° . En ese instante, el plato de cuchillas (que es solidario al eje del yugo), estaría en una posición media, cabe resaltar que los cojinetes deslizantes brindan apoyo al eje del yugo o yugo escoses.

Con este criterio específico inicial se va analizando la parte derecha de la (Figura 46.), puede verse la variación dada a β_m , dándole valores de $\beta_m 1 = 90^\circ$ y $\beta_m 2 = -90^\circ$. Nótese que en esas posiciones extremas, el plato de cuchillas está relativamente quieto o en reposo, razón por la cual, debe seleccionarse un valor de β_m conveniente que asegure el contacto y posterior corte de la caña (la cual en ese justo instante está siendo retenida por la tubería de retención), pero tal ángulo debe estar lo más alejado de los 0° en razón de que el trabajo que le costaría al motor impulsar al eje motriz en esa posición sería demasiado grande, y tampoco puede ser de 90° ya que no habría corte, solo un mínimo contacto.

4.4.1 Ángulo β_m de selección del eje motriz estáticamente

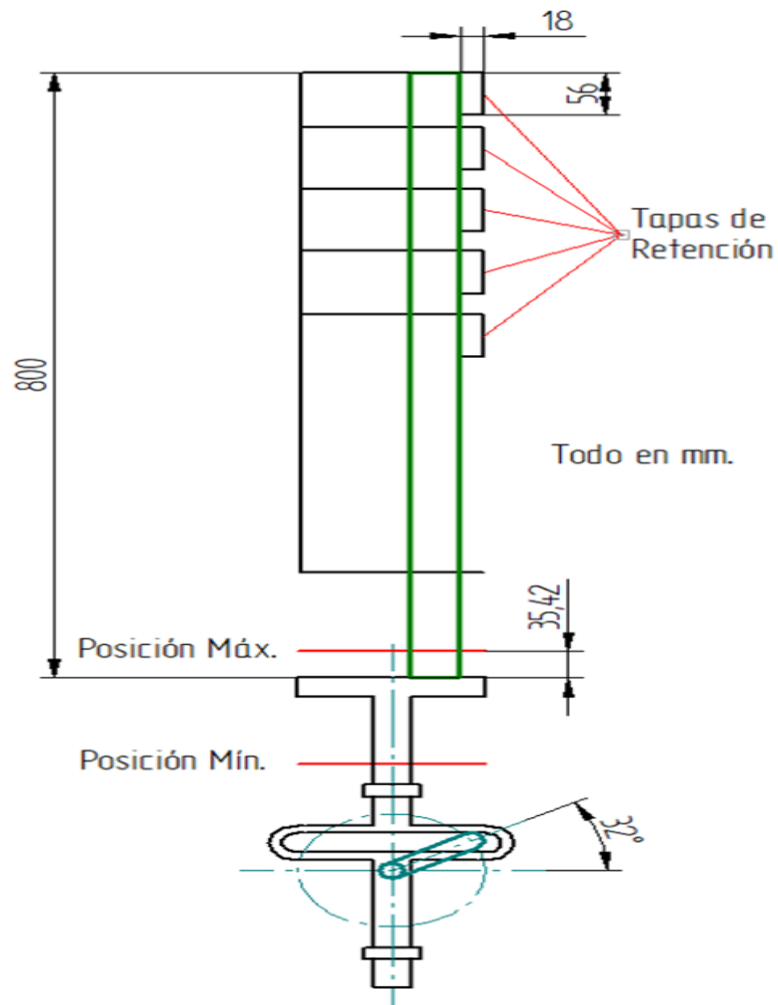
Por lo tanto, la selección de β_m para analizar estáticamente el eje motriz se decide por medio de la geometría de la tubería de retención, que debe tener en cuenta la longitud de la caña, el recorrido de las cuchillas (150 mm), y la distancia entre tapa y tapa de retención.

Antes de eso se menciona que la dimensión de 150 mm que se muestra a la derecha de la (Figura46.), representa el recorrido completo del plato de cuchillas (que siempre será igual al doble del radio de movimiento circular del eje motriz, en este caso, 75 mm) y que la dimensión de 560 mm será de importante consideración para el dimensionamiento externo de la máquina como tal, más adelante.

Todo lo anterior, incluyendo el método utilizado para seleccionar β_m se explica gráficamente como sigue (ver Figura 47.):

Figura 47.

Diagrama del cuerpo y el ángulo de contacto para cortar la caña en la posición de 800 mm estáticamente.



Nota. Relación geométrica entre eje motriz, yugo escocés y caña de azúcar teniendo en cuenta la forma de funcionamiento del sistema de retención.

El ángulo β_m utilizado para analizar estáticamente el eje motriz es de 32° en virtud de que, de esa forma, teniendo en cuenta la longitud máxima de la caña de azúcar como de 80 cm, se logra una posición relativamente favorable al momento de cortar la caña, y se corta de forma inicial una cantidad suficiente (según los autores de éste proyecto), para lograr el agarre deseado entre el plato de cuchillas y la caña, para desplazarla una vez cortada, activar el sistema de cierre de la siguiente tapa de retención, y por último, volver a cortar y repetir el proceso anterior.

El primer corte que se realiza a las cañas inicialmente es el de la cota visible en la (Figura 47.), en cuestión cuya magnitud es de aproximadamente 35 mm, y las tapas de retención, cuando están inclinadas por el contacto entre ellas y la caña que las abre, ocupan un espacio que debe ser superado por la caña aproximadamente de 56 mm de alto por 18 mm de ancho. Una vez la caña supere estas cotas, la tapa se cerrará a razón del resorte de doble torsión creando la nueva retención. Sin olvidar que la posición máxima del plato de cuchillas, será el límite para determinar la cantidad de corte de la caña y, la mínima, será la distancia que la caña se desplazará desde su momento de corte, hasta abajo para accionar el sistema de retención y generar el siguiente corte.

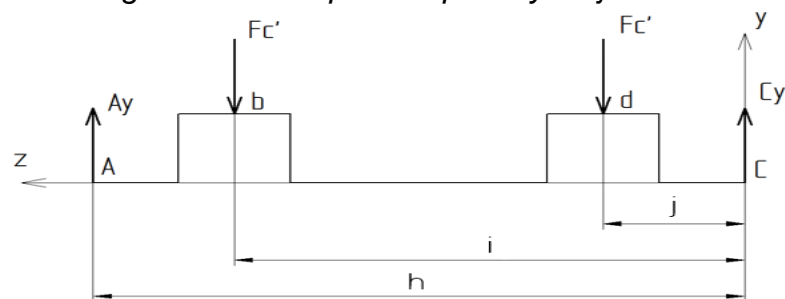
4.4.2 Diagramas de cuerpo libre, producidos por las reacciones actuantes en el eje motriz por parte de la máquina cortadora de caña.

Determinado bien el funcionamiento geométrico tratado anteriormente, el ángulo $\beta_m = 32^\circ$ respecto a la horizontal, se dispone a realizar los cálculos estáticos del eje motriz.

Como primera instancia, se realizan los diagramas de cuerpo libre entre los planos X, Y, Z con las reacciones que se producen sobre el eje motriz incluyendo los cojinetes de apoyo y las fuerzas actuantes:

Figura 48.

Diagrama de cuerpo libre plano y-z eje motriz.



Nota. Eje motriz luego del proceso de determinación de fuerzas y reacciones que se aplican en su superficie durante el desarrollo de su trabajo crítico, plano y-z.

Después de tener las reacciones en el diagrama, se plantean las ecuaciones de equilibrio, para hacer sumatoria de fuerzas y momentos respecto al punto con más incógnitas en el plano Y - Z (ecuación 17.):

Ecuación 17. Reacciones producidas en el plano Y – Z.

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 2F'_c + C_y = 0$$

$$A_y + C_y = 2F'_c$$

$$\sum M_c = 0$$

$$jF'_c + iF'_c - hA_y = 0$$

$$(j + i)F'_c - hA_y = 0$$

Al tener el eje motriz una forma simétricamente igual se puede dar:

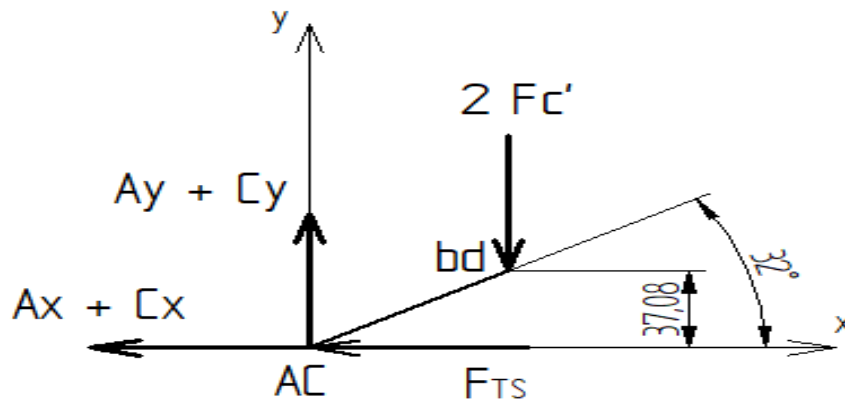
$$j + i = h$$

Y por ello se tiene como resultado que las fuerzas actuantes en el eje son:

$$A_y = C_y = F'_c \quad \text{ecuación. 17.1}$$

Figura 49.

Diagrama de cuerpo libre en el plano X – Y del eje motriz.



Todo en mm.

Nota. Eje motriz luego del proceso de determinación de fuerzas y reacciones que se aplican en su superficie durante el desarrollo de su trabajo crítico, plano x-y

Después de tener las reacciones en el diagrama, se plantean las ecuaciones de equilibrio, para hacer sumatoria de fuerzas y momentos respecto al punto con más incógnitas en el plano X - Y, posterior a esto, se calcula la potencia requerida para cortar las cañas (ecuación 18.):

Ecuación 18. Reacciones producidas en el plano Y – Z.

$$\sum F_x = 0$$

$$-A_x - C_x - F_{TS} = 0$$

$$A_x + C_x = -F_{TS} \quad \text{ecuación. 18.1}$$

$$\sum M_{Ac} = 0$$

$$M_T - (37,08 \tan \tan (58^\circ))(2F_c') = 0$$

$$M_T - 118,7 F_c' \frac{0,001 m}{1 mm} mm = 0$$

$$M_T - 0,119 F_c' = 0$$

$$M_T = 0,119 F_c'$$

Al tener el valor cuantitativo de la expresión momento, se procede a calcular la potencia para el sistema:

$$P = wT \quad T = M_T$$

$$P = wM_T = 0,119 wF_c'$$

$$P = \frac{0,119}{2} w(F_c)$$

$$P = 0,0595 wF_c \quad \text{ecuación. 18.2}$$

$$P = 0,0595 * 1,67 \frac{rad}{s} * 17600N \quad \text{ecuación. 18.2}$$

$$P = 1748,82 \text{ Watts} = 2,34 \text{ H.P}$$

$$T = \frac{P}{n} = \frac{63000 * 2,37 \text{ H.P}}{16 \text{ RPM}} = 9331,87 \text{ lb} * \text{in} = 1 \text{ KNm}$$

Donde:

P es la potencia requerida para accionar el sistema de corte en watts (W).
w es la velocidad angular del eje motriz en radianes por segundo (rad/s).
F_c como ya se dijo anterior mente, es la fuerza requerida para cortar las cuatro cañas dentro de la cámara o tubería de retención en Newton (N).

4.4.2.i. Selección del motor de combustión interna con la potencia que requiere la cortadora.

El principal objetivo del proyecto es suministrar la potencia que requiere la máquina cortadora de caña del eje motriz del trapiche, este eje está sobredimensionado con las especificaciones mínimas que puede soportar, ya que en el mismo manual de instalación y mantenimiento de los modelos de trapiches por la empresa (anexo 6), se especifica diferentes motores que soporta la potencia de trabajo.

Partiendo que el motor de menor capacidad que puede tener este trapiche es un Lister de 6 H.P y así macerar las 4 cañas de mayor diámetro que puede tener el sistema por su configuración geométrica. Se debe seleccionar el motor Lister de 8 H.P con una polea de 6" en su eje para poder transmitir exactamente la misma relación de velocidad y torque que requiere el trapiche, y el extra restante se considera para la máquina cortadora de caña.

Validando los descritos el análisis de torque que hay en comparación entre las dos especificaciones de motores se tiene:

T_{T1} = Torque que suministra el motor de 6 H. P a 650 rpm al trapiche mediano R4 – S

T_{T2} = Torque que suministra el motor de 8 H. P a 850 rpm al trapiche mediano R4 – S

P= potencia del motor.

n= revoluciones por minuto RPM

$$T = \frac{63000 * P}{n}$$

$$T_{T1} = \frac{630000 * 8H.P}{12 RPM} = 31500lb * in = 3,5 KNm$$

$$T_{T2} = \frac{63000 * 8H.P}{11,8RPM} = 42711,86lb * in = 4,8KNm$$

Con el torque que suministraría el motor al trapiche en cada caso, se procede a calcular el torque extra que tiene el sistema:

$$T_{T2} - T_{T1} = \text{torque extra para la cortadora}$$

$$T_{T2} - T_{T1} = 4,8KNm - 3,5 KNm = 1,3 KNm$$

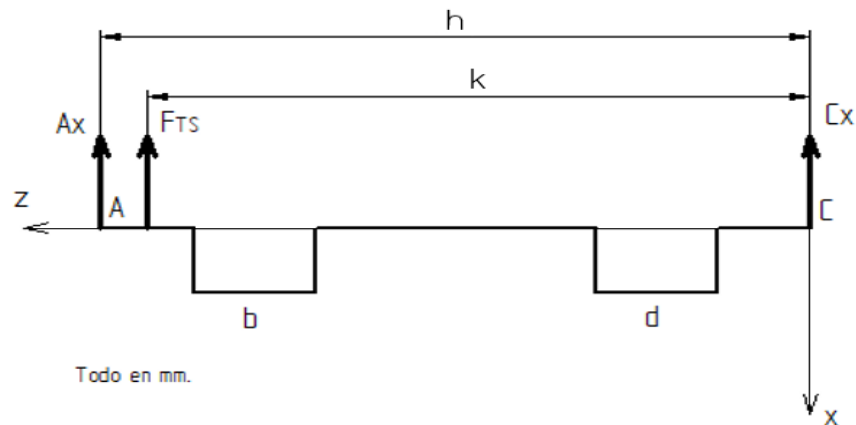
Es más que suficiente el requerido sin tener en cuenta el factor de seguridad del suministro de potencia que requiere la cortadora.

Siempre se satisface la falla por fatiga que puede tener el eje motriz del trapiche porque está sobredimensionado para las cargas en el proceso de extracción de la caña y además con la información que suministró la empresa tiene factores de seguridad superior a 3,5 considerado como “Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente” [6].

i.

Figura 50.

Diagrama de cuerpo libre en el plano X – Z del eje motriz.



Nota. Eje motriz luego del proceso de determinación de fuerzas y reacciones que se aplican en su superficie durante el desarrollo de su trabajo crítico, plano x-z.

Después de tener las reacciones en el diagrama, se plantean las ecuaciones de equilibrio, para hacer sumatoria de fuerzas y momentos respecto al punto con más incógnitas en el plano X - Z, posterior a esto, se calcula las fuerzas que actúan en variables no definidas (ecuación 19.):

Ecuación 19. Reacciones producidas en el plano X – Z.

$$\sum F_x \text{ en el plano } X - Z \text{ es igual a la } \sum F_x \text{ del plano } X - Y$$

Se puede definir entonces de la siguiente manera las ecuaciones de equilibrio:

$$A_x + C_x = -F_{Ts} \quad \text{ecuación. 18.1}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$kF_{Ts} + hA_x = 0$$
$$A_x = -\frac{k}{h}F_{Ts} \quad \text{ecuación. 19.1}$$

Con las ecuaciones de equilibrio planteadas, se debe hacer una relación de ecuaciones para determinar una sola variable como incógnita:

Remplazando la *ecuación. 19.1* en la *ecuación. 18.1* se obtiene:

$$-\frac{k}{h}F_{Ts} + C_x = -F_{Ts}$$

$$\left(1 - \frac{k}{h}\right)F_{Ts} = -C_x$$

$$C_x = \left(\frac{k}{h} - 1\right)F_{Ts} \quad \text{ecuación. 19.2}$$

4.4.3 Determinación del diámetro del eje motriz.

Con la potencia que requiere la máquina en función de la velocidad angular y la fuerza de corte en las 4 cañas con el diámetro más grande, y las reacciones en los apoyos, se

procede a calcular el diámetro necesario para la selección cilíndrica de los puntos de apoyo del eje motriz y el grosor necesario para esos soportes.

Como tales apoyos reciben cargas tanto en el eje x como en el eje y, para simplificar tal situación, se desprecian las reacciones A_x y C_x , las cuales son generadas por la fuerza F_{ST} , simplificación posible gracias a que esta fuerza es muy inferior a las fuerzas F_c' que generan las reacciones A_y y C_y .

Por lo tanto, teniendo en cuenta solo las cargas A_y y C_y , se lleva a cabo el proceso de cálculo de esfuerzos normales y cortantes [7] en diversos puntos de una sección de área transversal donde se tienen las mayores concentraciones de esfuerzos del eje motriz.

Con el propósito de determinar tal área crítica transversal en el eje motriz en forma de cigüeñal, se hace uso de métodos por elementos finitos con el software de Solid Edge (complemento NASTRAN) simulando la pieza en cuestión, y también simular igualmente las posteriores piezas que hacen parte del diseño del proyecto en forma de validación corroborando los resultados manuales para verificar la no falla de las piezas mecánicas, dependiendo de las características y de la naturaleza de funcionamiento de cada componente se realiza una simulación distinta, por ejemplo el ensamble de cuchillas y el plato de cuchillas se realiza una simulación de ensamble completo que se profundizara más adelante. También se hizo uso de simulación nodal en el análisis de concentración de esfuerzos, entre otros.

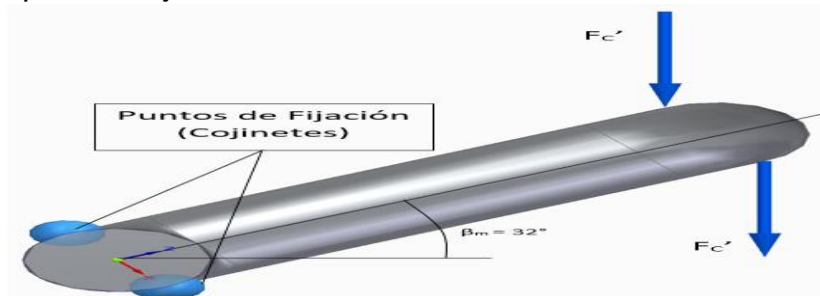
Con los resultados de tal simulación, por ahora, solo tiene de interés el área transversal de esfuerzos principales de mayor magnitud, es decir, solo se tiene en cuenta la barra de colores que muestra la localización de los esfuerzos más grandes y más pequeños de la pieza en toda su extensión, teniendo en cuenta que la forma fundamental básica del eje motriz es la que se muestra (Figura 45.), la cual se modificará secuencialmente dependiendo del proceso que se verá más adelante para cumplir con el máximo de esfuerzos de Von Mises y desplazamiento de sus nodos.

Lo anterior es válido ya que la concentración de esfuerzos siempre será la misma en cuanto a locación geométrica de la forma física básica de la (Figura 45.), más no en magnitud, para piezas con una escala semejante.

En las siguientes (ilustraciones 51. Y 52.), puede verse el eje motriz en su posición de corte, cuya fuerza aplicada es claramente F_c' sobre las superficies de contacto entre el eje motriz y el yugo.

Figura 51.

Eje motriz con el sistema de coordenadas de fijación para el cojinete.



Nota. Eje motriz en su estado de evaluación de fuerzas y restricciones usado para la realización de las simulaciones por medio de métodos por elementos finitos.

Figura 52.

Reacciones principales F_c' que actúan en el eje motriz y las reacciones concentradas en los cojinetes.

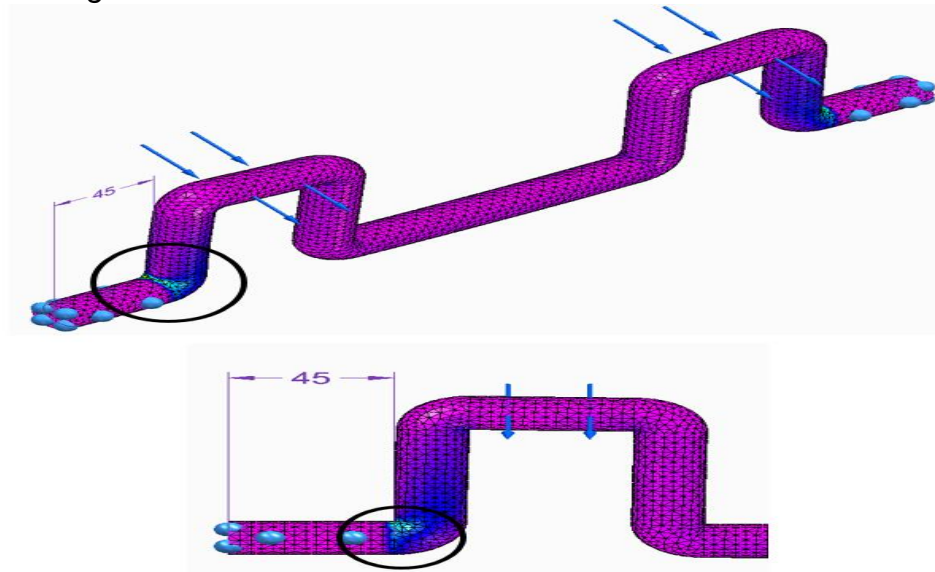


Nota. Eje motriz en su estado de evaluación de fuerzas y restricciones usado para la realización de las simulaciones por medio de métodos por elementos finitos.

Al tener las cargas F_c' que se aplican con una fuerza total de 2kN (solo para generar un estado de esfuerzo en toda la pieza como se dijo anteriormente), tenemos como resultado la simulación en estados de deformación (Figura53.):

Figura 53.

Concentraciones de esfuerzo en el eje motriz producidas por las cargas actuantes.



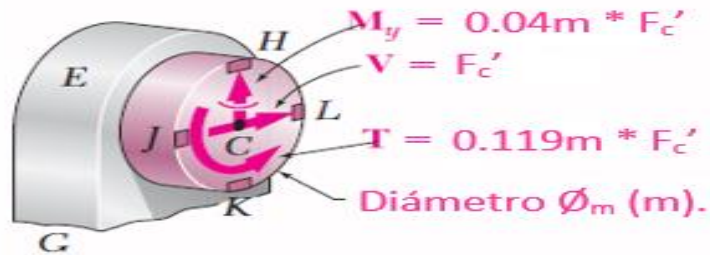
Nota. Eje motriz básico simulado para la determinación de la zona crítica en cuanto a concentración de esfuerzos.

En la (Figura 53.) donde se señala al detalle A-A en el círculo negro la zona que representa la sección transversal del cilindro que compone el eje motriz con mayor concentración de esfuerzos la cual, como se dijo anteriormente, será la que se use como plano de análisis y cálculo siguiendo el método o proceso de cálculo de esfuerzos normales y cortantes [5].

Se describen las fuerzas internas en la sección transversal:

Figura 54.

Fuerzas internas concentradas en el eje motriz, producto de las cargas actuantes.



Nota. Eje motriz en su estado de evaluación de fuerzas y restricciones usado para la realización de la simulaciones por medio de métodos por elementos finitos. *Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales, página 442; modificada.*

Se reemplaza la reacción A_y o C_y (que son iguales), y el par de torsión M_T por un sistema fuerza – par equivalente en el centro C de la sección transversal que contiene a H , J , K y L . Entonces:

$$V = A_y = C_y = F_{c'}$$

$$T = M_T = 0.119m * F_{c'}$$

$$M_y = 0.04m * F_{c'}$$

Las propiedades geométricas de la sección de diámetro \varnothing_m son:

$$A = \frac{\pi}{4} (\varnothing_m)^2$$

$$I = \frac{1}{4} \pi \left(\frac{\varnothing_m}{2}\right)^4$$

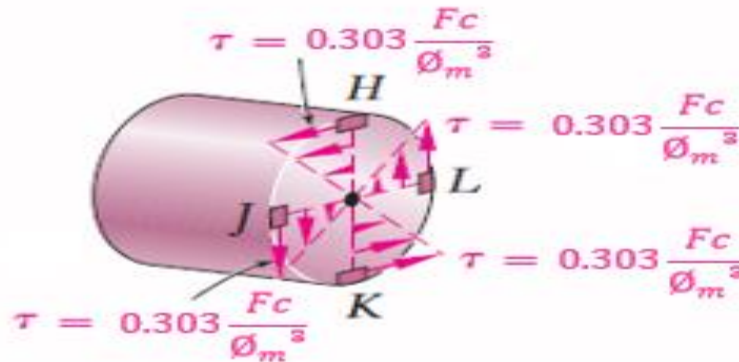
$$J = \frac{1}{2} \pi \left(\frac{\varnothing_m}{2}\right)^4$$

Esfuerzos producidos por el par de torsión T o M_T :

Se determinan los esfuerzos cortantes en los puntos H , J , K y L , y se muestran en (Figura 55.).

Figura 55.

Esfuerzos producidos por la par torsión en el eje motriz.



Nota. Estado de esfuerzos determinado por Ferdinand Beer en su desarrollo de cálculo para cigüeñales.
Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales, página 442; modificada.

$$\tau = \frac{T\varnothing_m}{2J} = \frac{0.119m * Fc' * \varnothing_m}{2J}$$

$$\tau = \frac{0.0595m * \left(\frac{Fc}{2}\right) * \varnothing_m}{\frac{1}{2}\pi\left(\frac{\varnothing_m}{2}\right)^4}$$

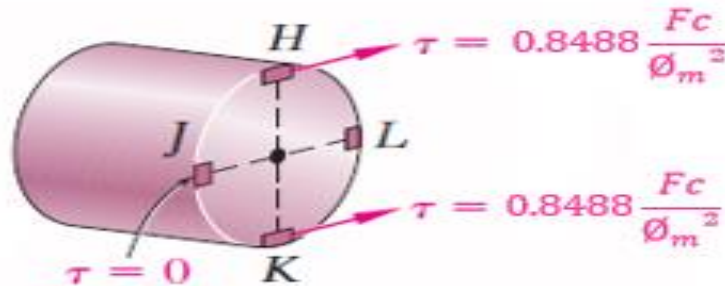
$$\tau = 0.303 \frac{Fc}{\varnothing_m^3}$$

Esfuerzos producidos por la fuerza cortante V:

La fuerza cortante V no produce esfuerzos cortantes en los puntos J y L. Primero se calcula Q para los puntos H y K para un semicírculo respecto de un diámetro vertical y después se calcula el esfuerzo cortante producido por la fuerza cortante $V = F_c'$. Estos esfuerzos se muestran (Figura 56.).

Figura 56.

Esfuerzo cortante producido por la fuerza cortante $V = F_c'$.



Nota. Estado de esfuerzos determinado por Ferdinand Beer en su desarrollo de cálculo para cigüeñales, esfuerzo de fuerza cortante. *Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales, página 442; modificada.*

$$Q = \left(\frac{1}{8} \pi \varnothing_m^2 \right) * \left(\frac{2\varnothing_m}{3\pi} \right)$$

$$Q = \frac{1}{12} \varnothing_m^3$$

$$\tau = \frac{VQ}{I\varnothing_m} = \frac{F_c' \left(\frac{1}{12} \varnothing_m^3 \right)}{\left(\frac{1}{4} \pi \left(\frac{\varnothing_m}{2} \right)^4 \right) \varnothing_m}$$

$$\tau = 1.6976 \frac{\frac{F_c}{2}}{\varnothing_m^2}$$

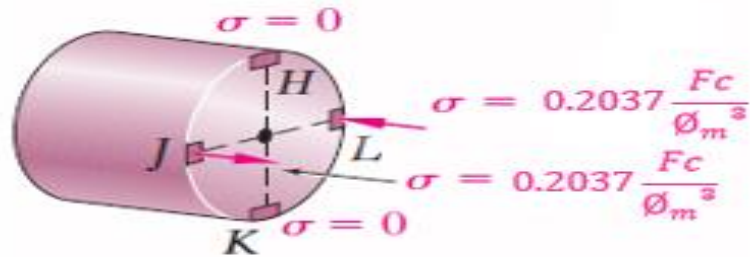
$$\tau = 0.8488 \frac{F_c}{\varnothing_m^2}$$

Esfuerzos producidos por el par flector M_y :

Como el par flector M_y actúa en un plano horizontal, no produce esfuerzos en H y K. Se determinan los esfuerzos normales de los puntos J y L y se muestran en la Figura 57.

Figura 57.

Esfuerzos en el plano paralelo al área transversal de eje motriz.



Nota. Estado de esfuerzos determinado por Ferdinand Beer en su desarrollo de cálculo para cigüeñales, esfuerzo de par torsor. *Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales, página 442; modificada.*

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{|M_y| \frac{\Ø_m}{2}}{I} = \frac{|0.04m * Fc'| \frac{\Ø_m}{2}}{\frac{1}{4} \pi \left(\frac{\Ø_m}{2}\right)^4} \\ \sigma &= 0.4074 \frac{Fc}{\Ø_m^3} \\ \sigma &= 0.2037 \frac{Fc}{\Ø_m^3}\end{aligned}$$

Análisis de resultados:

La principal razón para desarrollar todo el cálculo anterior, de tal modo que los esfuerzos calculados queden en función de la fuerza para cortar un grupo de 4 cañas ($F_c = 17.6 \text{ kN}$), y el diámetro de los cilindros del eje motriz que estarán apoyados sobre los cojinetes ($\Ø_m$), es que de esa forma puede dársele valores a tal diámetro $\Ø_m$ de manera que se obtengan resultados de los esfuerzos cortantes y normales convenientes, es decir, que no superen el esfuerzo a fluencia del material seleccionado para el eje motriz en forma de cigüeñal, y que además cumpla con un factor de seguridad aceptable seleccionado igual a $F.S. = 3$ con el criterio elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas y las selecciones de la tabla según Pusgley (tabla 35.):

Tabla 35.*Factor de seguridad para el eje motriz.*

Eje motriz	
nxx	2,05
nyy	1,5
F.S	3,075
F.S	3,075

Nota. Factor de seguridad para el eje motriz dependiente del proceso de determinación de factores usado en este proyecto.

Lo anterior se puede ver a continuación dando varios valores a \emptyset_m :

Tabla 36.

Esfuerzos producidos en el eje motriz con un diámetro \emptyset_m de 20 mm.

	Magnitud	Unidades
Fuerza para Cortar 4 Cañas (Fc)	17600	N
Diámetro del Eje Motriz (\emptyset_m)	0.02	m

	Magnitud Teórica	Magnitud con Factor de Seguridad F.S. = 3	Unidades
Esfuerzo del Par de Torsión Mr	666.6	1999.8	MPa
Esfuerzo de la Fuerza Cortante V	37.3472	112.0416	
Esfuerzo del Par de Flector My	448.14	1344.42	
Esfuerzo de Fluencia Acero SAE 4340	470		

Nota. Esfuerzos producidos con el primer cambio de diámetro comercial en la hoja de cálculo, (0.02 m).

Tabla 37.

Esfuerzos producidos en el eje motriz con un diámetro $\varnothing m$ de 30 mm.

	Magnitud	Unidades
Fuerza para Cortar 4 Cañas (Fc)	17600	N
Diámetro del Eje Motriz (\varnothing_m)	0.03	m

	Magnitud Teórica	Magnitud con Factor de Seguridad F.S. = 3	Unidades
Esfuerzo del Par de Torsión Mr	197.5111111	592.5333333	MPa
Esfuerzo de la Fuerza Cortante V	16.59875556	49.79626667	
Esfuerzo del Par de Flector My	132.7822222	398.3466667	
Esfuerzo de Fluencia Acero SAE 4340	470		

Nota. Esfuerzos producidos con el segundo cambio de diámetro comercial en la hoja de cálculo, (0.03 m).

Tabla 38.

Esfuerzos producidos en el eje motriz con un diámetro $\varnothing m$ de 35 mm.

	Magnitud	Unidades
Fuerza para Cortar 4 Cañas (Fc)	17600	N
Diámetro del Eje Motriz (\varnothing_m)	0.035	m

	Magnitud Teórica	Magnitud con Factor de Seguridad F.S. = 3	Unidades
Esfuerzo del Par de Torsión Mr	124.3801749	373.1405248	MPa
Esfuerzo de la Fuerza Cortante V	12.19500408	36.58501224	
Esfuerzo del Par de Flector My	83.61795918	250.8538776	
Esfuerzo de Fluencia Acero SAE 4340	470		

Nota. Esfuerzos producidos con el tercer cambio de diámetro comercial en la hoja de cálculo, (0.035 m).

En las tablas 36,37 y 38 se describe como se varia el diámetro del eje motriz hasta obtener la mejor apreciación que satisfaga los esfuerzos que se producen en el mismo, se hicieron variaciones de 10 mm y 5 mm al diámetro original para analizar los resultados de cada esfuerzo, comparándolo con el esfuerzo a fluencia del material que se usará para el diseño del eje motriz, gracias a sus buenas características mecánicas y su gran

aplicación en la industria para piezas como cigüeñales y ejes, el Acero seleccionado con las mejores características para su fabricación es el SAE 4340.

Recubrimiento electrolítico de cobre

El jugo extraído de la caña de azúcar está compuesto por químicos no oxidantes, por ello no presenta un riesgo de oxidación y/o corrosión para las piezas que estén en contacto directo.

Aun así, por lo general, se aconseja tomar medidas preventivas para evitar cualquier tipo de ensuciamiento o corrosión teniendo en cuenta que en el presente proyecto se manejan materiales orgánicos que están dentro de la línea alimenticia, por lo tanto, hay dos opciones para solucionar la posibilidad de corrosión a los materiales en posible contacto con los líquidos de la caña de azúcar, galvanoplastia o selección de materiales aleados. A razón de que los materiales aleados representan un sobre costo enorme para el proyecto, y que además son materiales que no cumplirían con los esfuerzos mínimos que pueden darse en el proyecto, se escoge como tratamiento un baño electrolítico de cobre sobre las piezas con posibilidad de contacto: plato de cuchillas, cuchillas y eje motriz.

Especificar que la normativa indica un material no ferroso que este en contacto directo, con lleva a presentar un baño electrolítico de cobre sobre el plato de cuchillas, las cuchillas y el eje motriz.

Lo anterior teniendo en cuenta que la posibilidad de ensuciamiento del jugo de caña es poco probable y de hecho despreciable ya que tal producto pasa por un proceso de filtrado y evaporación en cualquier planta productora de panela básica, proceso que convierte a los derivados del jugo de la caña de azúcar en productos completamente comestibles.

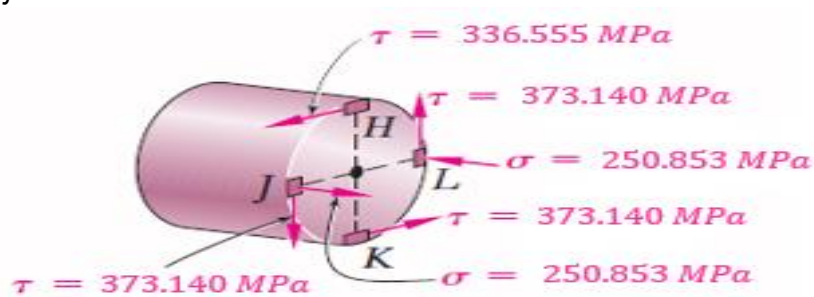
El principio de los métodos de recubrimiento electrolítico o químicos, también denominados galvánicos, consiste en depositar por vía electroquímica, finas capas de metal sobre la superficie de una pieza sumergida en una solución de agua con iones metálicos o electrolito, al conectar una fuente externa de corriente directa. Las capas formadas generalmente son de un espesor entre 1 y 100 μm . El metal que constituye la capa se encuentra en el electrolito en forma de iones.

El diámetro seleccionado para la sección más crítica del eje motriz es de $\varnothing_m = 35 \text{ mm}$.

Con el diámetro del eje motriz se pueden obtener los cálculos reales de los esfuerzos finales cortantes y normales en los puntos H, L, J y K:

Figura 58.

Esfuerzos finales cortantes y normales actuantes en el eje motriz.



Nota. Estado de esfuerzo totales al final del proceso de cálculo de Ferdinand Beer para cigüeñales Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales, pagina 442; modificada.

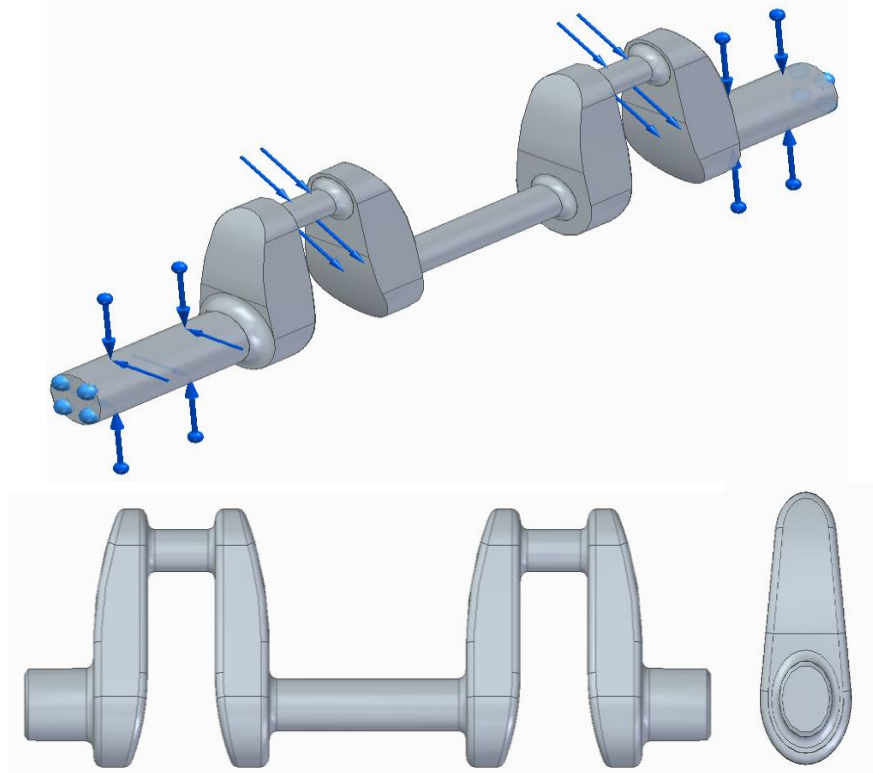
Como la verificación de los esfuerzos que se producen en el eje y el diámetro mínimo que resista estas cargas, se modela el eje motriz modificando el diámetro inicial supuesto de 20 mm por el calculado anteriormente de 35 mm.

Con este criterio inicial se parte a otorgando a la pieza una nueva forma geométrica algo más compleja para lograr distribuir mejor las cargas vistas en la (Figura 53.)

analizando ésta misma, para reducir concentradores de esfuerzos, la forma física o geométrica final del eje motriz queda como se muestra:

Figura 59.

Eje motriz con su configuración geométrica modificada.



Nota. Eje motriz y su estado de fuerzas y restricciones necesarias para llevar a cabo el proceso de simulación por medio de métodos por elementos finitos.

Estos cambios geométricos dan al eje motriz mayor flexibilidad y mejor distribución de esfuerzos, con la modelación en software por su complejidad se obtiene la simulación por medio de métodos compuesto por elementos finitos, para ésta simulación es el Acero SAE 4340 [8] cuyas propiedades mecánicas se validaron por medio de la simulación que se asegura un buen funcionamiento de la geometría, y una validación útil para los cálculos hechos anteriormente.

La simulación se realiza tres veces con distintos tamaños de malla tetraédrica para asegurar que los resultados obtenidos sean todos aproximadamente iguales como se muestra (tabla 39.):

Tabla 39.

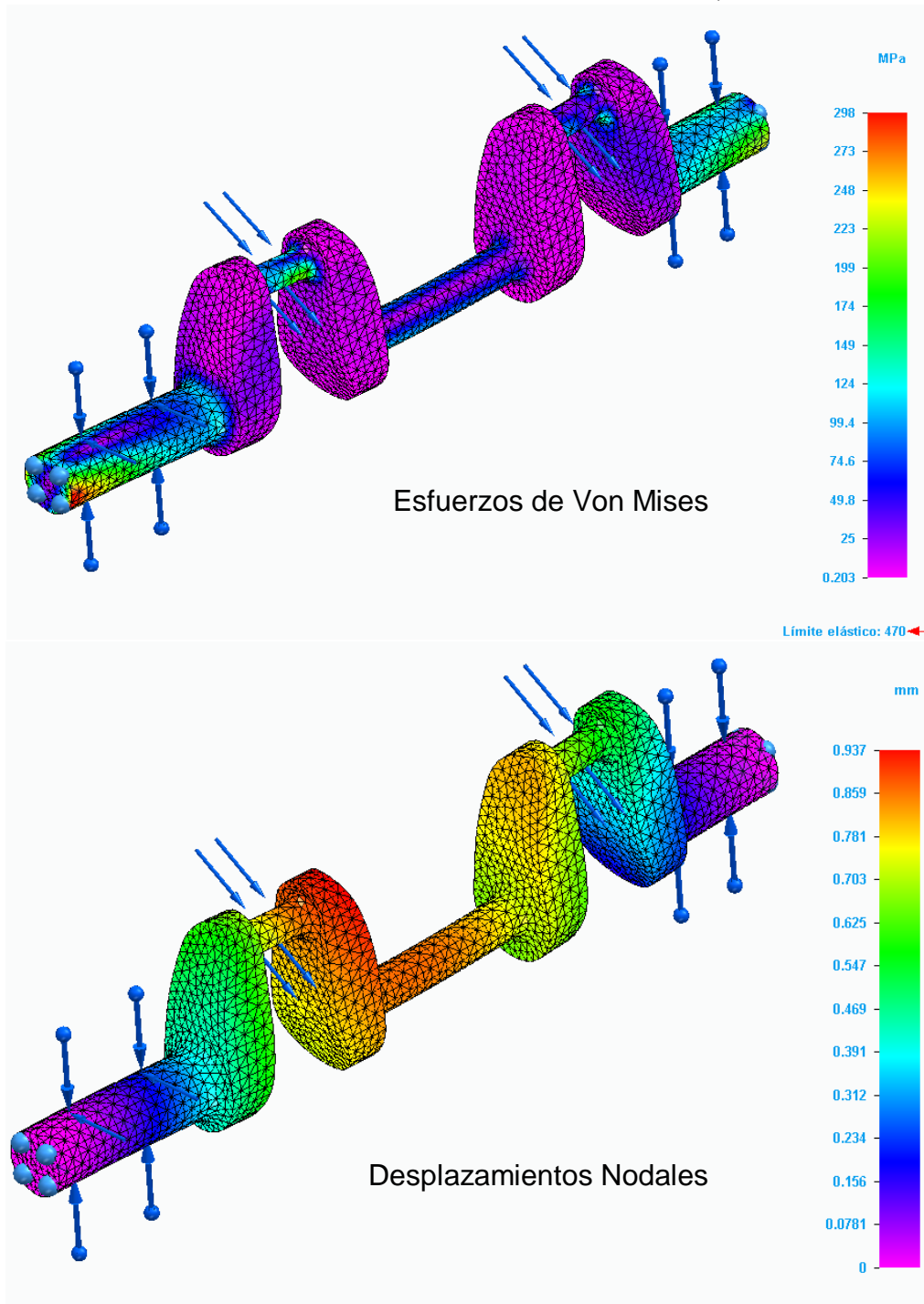
Simulación en solid egde con diferentes tamaños de malla tetraédrica para el eje motriz.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	4.46	3.35	2.79	_____
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	303	301	307	2
Desplazamiento Máx. (mm)	0.388	0.397	0.385	1

Nota. Resultados de las tres simulaciones llevadas a cabo al eje motriz para encontrar convergencia en los resultados.

Figura 60.

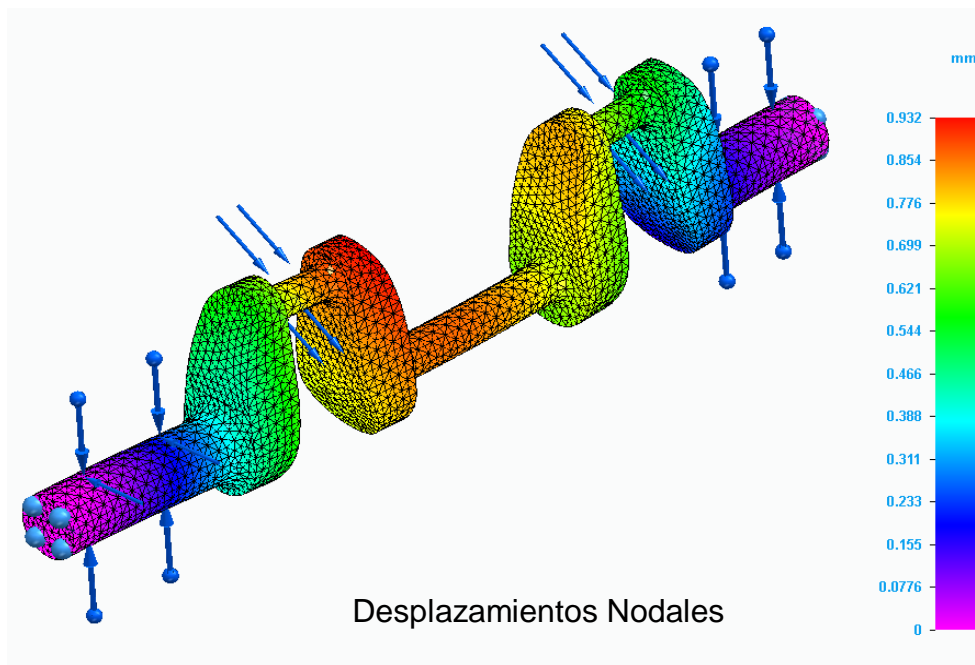
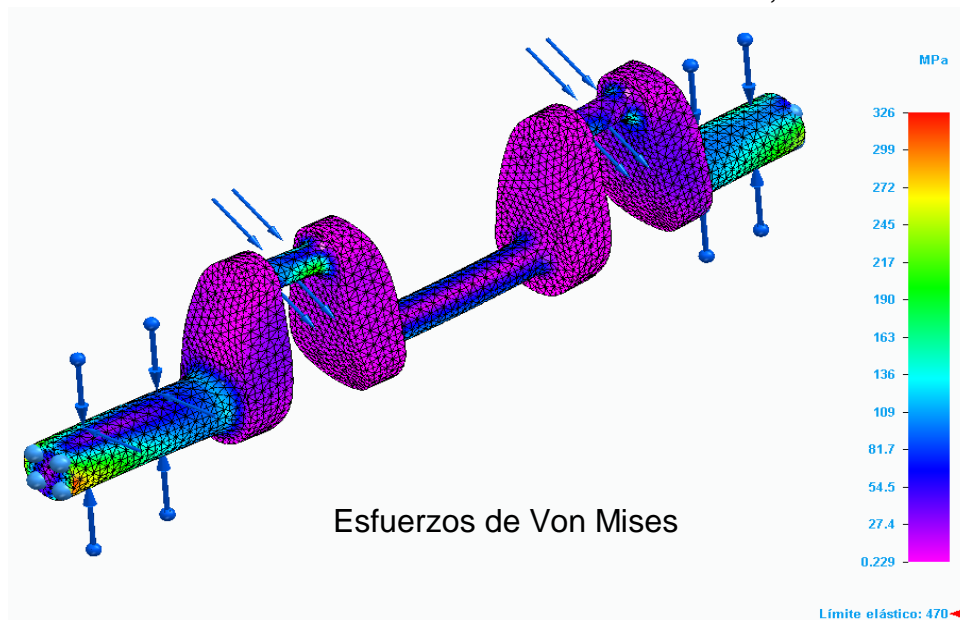
Simulación número 1 con malla tetraédrica de 4,46 mm.



Nota. Resultados gráficos encontrados en las simulaciones del primer tamaño de malla.

Figura 61.

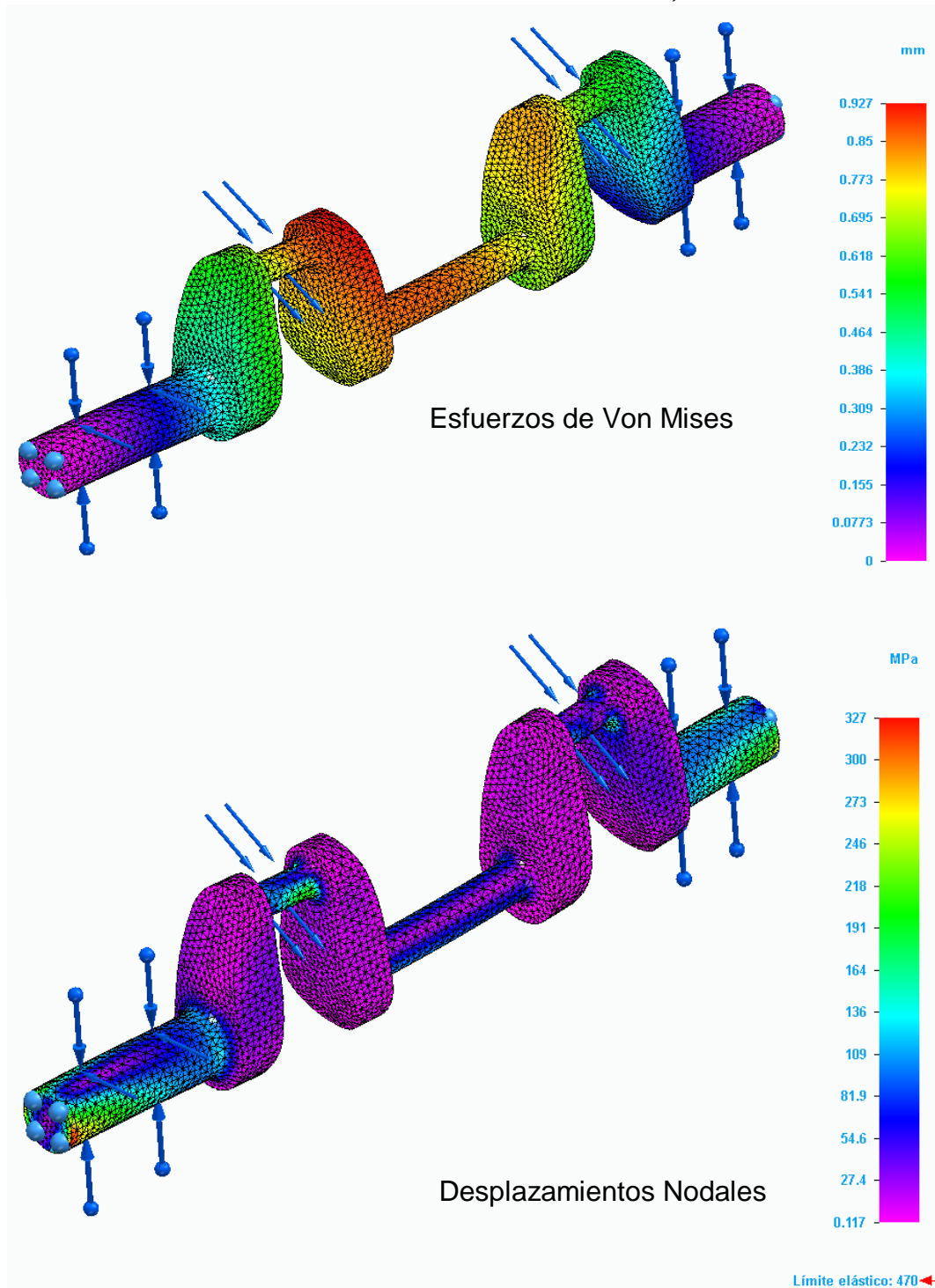
Simulación número 2 con malla tetraédrica de 3,35 mm.



Nota. Resultados gráficos encontrados en las simulaciones del tercer tamaño de malla.

Figura 62.

Simulación número 3 con malla tetraédrica de 2,79 mm

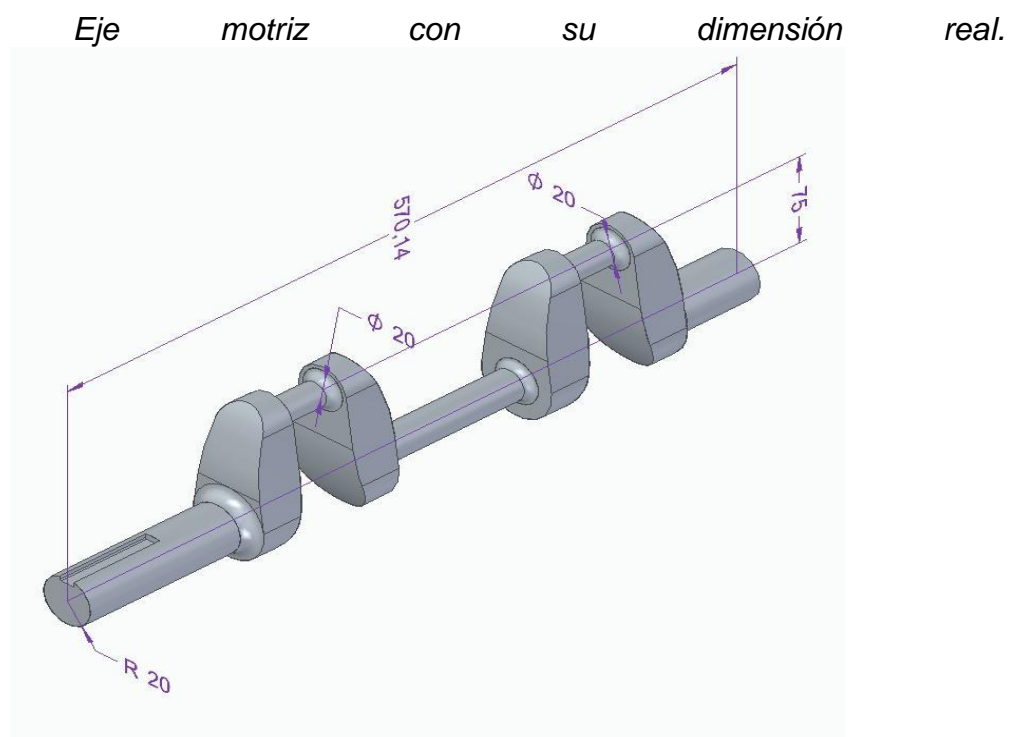


Nota. Resultados gráficos encontrados en las simulaciones del tercer tamaño de malla.

Según las simulaciones (las cuales tienen en cuenta el torque que se aplica al eje motriz y la fuerza de corte de 4 cañas de azúcar repartida sobre sus dos cigüeñales), se logra ver que la pieza logra segregar o disipar de buena forma los esfuerzos que se generan sobre su superficie, manteniendo un esfuerzo de Von Mises igual a 327 MPa inferior al esfuerzo de fluencia del material utilizado (470 MPa), asegurando así su trabajo dentro del rango elástico sin generar deformaciones plásticas o fractura.

La magnitud máxima de deformación alcanzada, como puede observarse en los resultados, fue de magnitud menor a 1 mm, 0.93 mm más exactamente, lo que asegura que las flexiones o pandeos en la pieza no afecten el proceso operativo de la misma.

Figura 63.



Nota. Visualización del estado geométrico final del eje motriz luego del proceso de simulación anterior.

Tabla 40.

Esfuerzo soportado por el enmallado

Eje de mayor esfuerzo	
Von mises	327 Mpa
Esfuerzo de fluencia	470 Mpa

Nota. Resultados numéricos finales encontrados en las simulaciones del eje motriz.

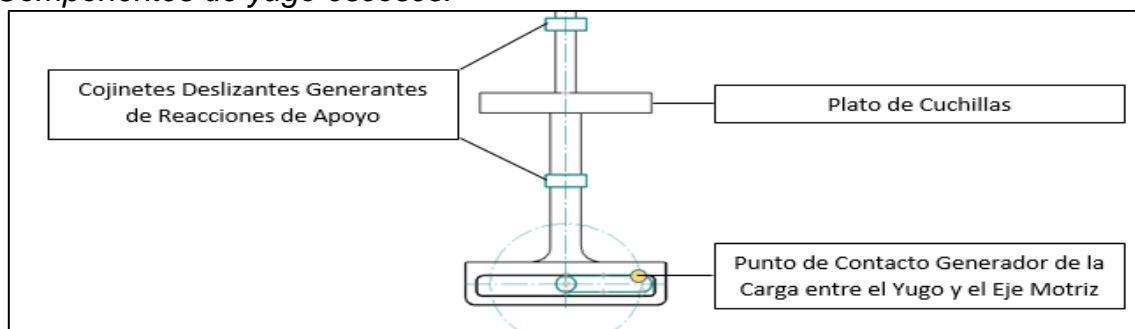
4.5 Yugo motriz

El yugo es una de las piezas principales que componen la cortadora, el diseño del yugo escosés que será la pieza solidaria al plato de cuchillas que reciba la carga de corte de forma completamente paralela a la inclinación del sistema de corte, la cual, va a ser impulsada debido al contacto entre ella y el eje motriz en forma de cigüeñal. La carga que reciba el yugo, será la de F_C' , teniendo dos yugos que soportaran al plato de cuchillas el cual es simétrico en su totalidad.

El yugo esta en una posición crítica que influye todos los parámetros de las mayores cargas para su correspondiente análisis estático ver (Figura 64.) :

Figura 64.

Componentes de yugo escoses.



Nota. Estado crítico de trabajo del yugo escosés con visualización de cada componente que afecta su superficie.

En razón de ser la posición donde se genera el máximo momento producido por la fuerza que se aplica por medio del eje motriz, es decir, los máximos esfuerzos por flexión entre la cámara donde se moviliza el eje motriz, y el eje del yugo que es solidario al plato de cuchillas.

Con la modelación de las dimensiones verticales que se muestran en la Figura 46, se tiene un sistema con sus correspondientes reacciones y cargas.

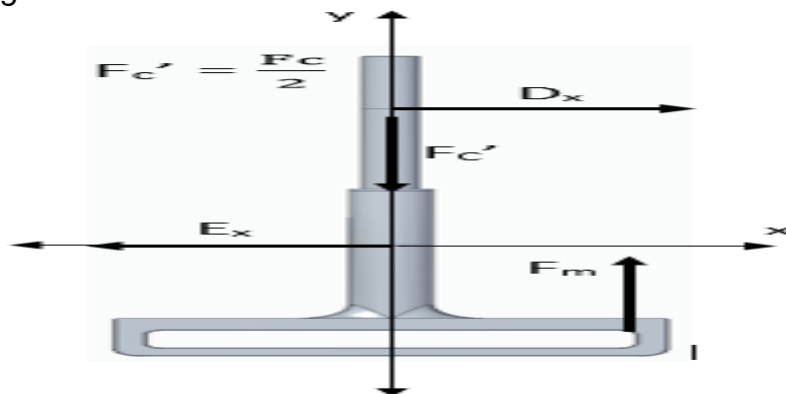
4.5.1 Diagramas de cuerpo libre, producidos por las reacciones actuantes en el yugo por las partes de la máquina cortadora de caña

Las reacciones y cargas que actúan en el yugo escoses están descritas por los componentes que componen el sistema de corte y la carga externa que se debe producir para cortar la caña.

Se presentan los diagramas de cuerpo libre que actúan para cada diferente plano en el yugo motriz:

Figura 65.

Diagrama de cuerpo libre con las reacciones actuantes sobre el yugo motriz.



Nota. Estado de fuerzas superficiales que determinan el estado crítico de trabajo del yugo escocés en su análisis estático.

Donde:

F_c : Es la fuerza necesaria para cortar las cuatro cañas que están en la cámara o tubería de retención.

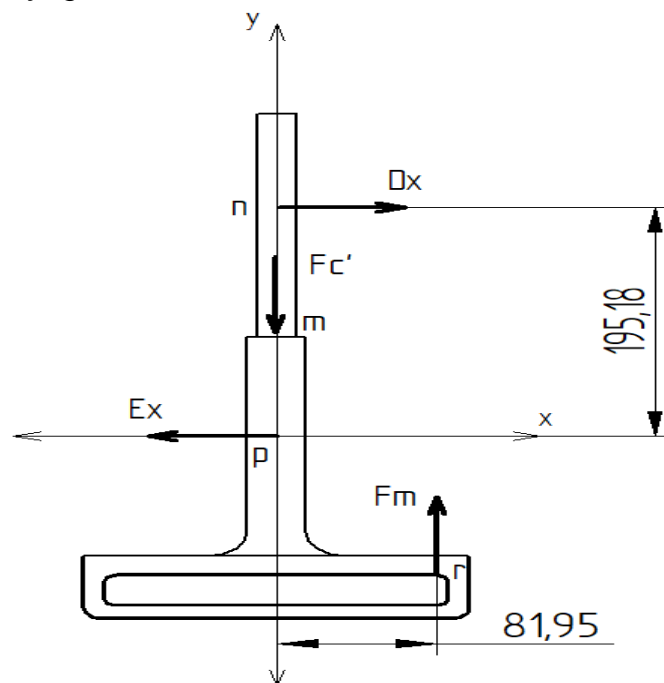
F_m : Es la fuerza de contacto entre el yugo y el eje motriz.

D_x y E_x : Corresponden a las fuerzas de reacción de los apoyos producidas por los cojinetes deslizantes.

De la Figura 65, donde muestra el denominado yugo o yugo escocés, se obtienen las ecuaciones que definen el estado de fuerzas estáticas por medio del siguiente diagrama de cuerpo libre (Figura 66.):

Figura 66.

Reacciones actuantes en el plano X-Y para el yugo motriz.



Nota. Estado de fuerzas superficiales que determinan el estado crítico de trabajo del yugo escocés en su análisis estático con variables numéricas.

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - E_x = 0$$

$$D_x = E_x$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_m - F'_c = 0$$

$$F_m = F'_c$$

$$F_m = \frac{F_c}{2}$$

$$\sum M_p = 0$$

$$(195,18 \text{ mm})D_x - (81,95 \text{ mm})F_m = 0$$

$$D_x = E_x = 0,42 F_m$$

$$D_x = E_x = 0,21 F_c$$

$F_c = 17,6 \text{ KN}$ por esto se tiene el valor de :

$$D_x = E_x = 3,7 \text{ KN}$$

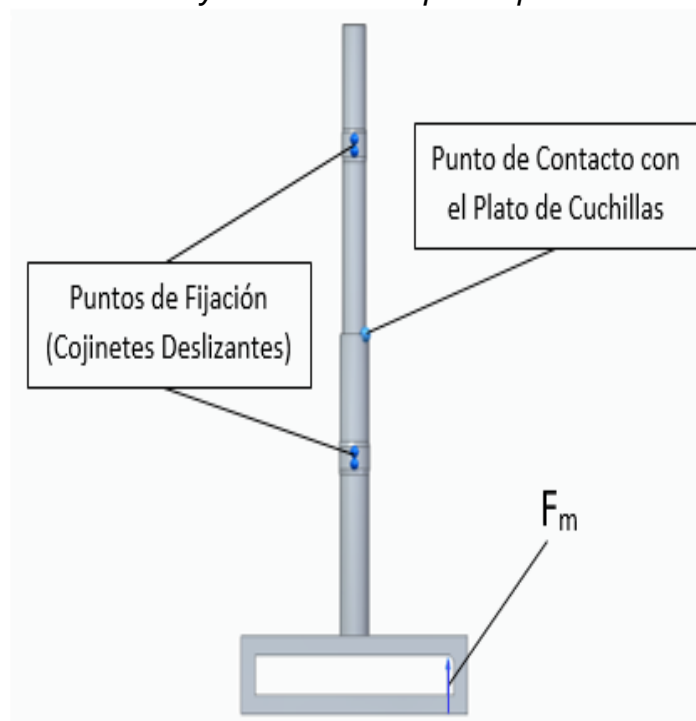
Se realiza el mismo proceso matemático que se usó para determinar el diámetro necesario en la pieza Eje Motriz, pero en este caso, para el eje del Yugo, el cual recibe una carga que produce flexiones muy considerables, las cuales se derivan del contacto producido entre el Eje Motriz y el Yugo específicamente, como puede apreciarse en las ilustraciones 64 y 65 en las páginas 151 y 152 (en la 64 se ve el punto donde reside la carga generante de flexión, y en la Figura 65 con la carga F_m que la produce).

La simulación en el software para el yugo se produce por la apreciación geométrica para poder determinar la zona crítica de flexión y lograr hallar el punto donde se encuentra el plano, posterior a esto se deben realizar los análisis de esfuerzos para encontrar un diámetro del eje de Yugo adecuado.

En la Figura 67 se ve el sistema de fuerzas y restricciones usadas para la simulación teniendo la forma más simple del Yugo Escocés la cual, como en el Eje Motriz, se irá modificando en formas más complejas para que su geometría distribuya bien esfuerzos y deformaciones.

Figura 67.

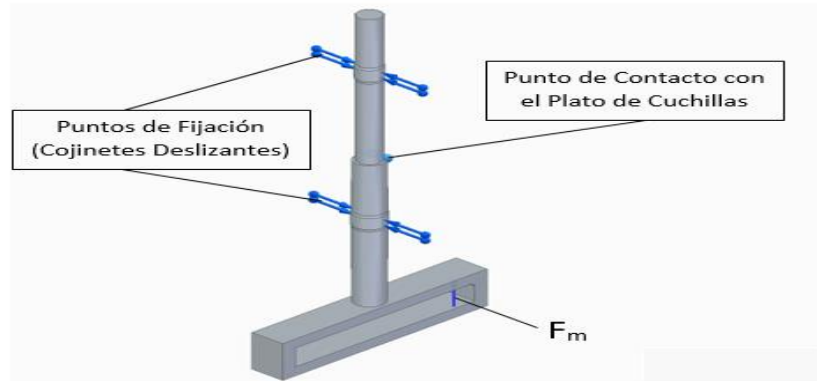
Fuerzas y restricciones que se producen en el yugo.



Nota. Estado de fuerzas y restricciones que se usarán para llevar a cabo el proceso de simulación por medio de métodos por elementos finitos.

Figura 68.

Vista isométrica en el yugo motriz.

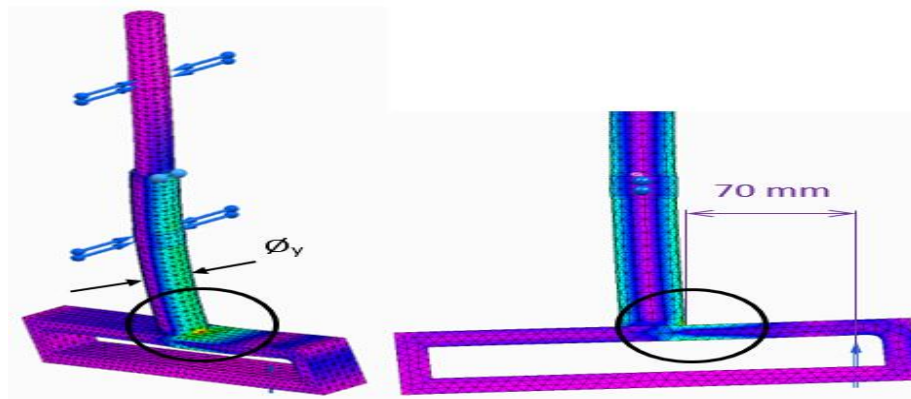


Nota. Estado de fuerzas y restricciones que se usarán para llevar a cabo el proceso de simulación por medio de métodos por elementos finitos vista isométrica.

Considerando a F_m como 2kN para generar un estado de esfuerzo en toda la pieza se requiere la simulación para obtener resultados de discusión como se presenta en la Figura 69:

Figura 69.

Estado de esfuerzos para determinar el punto de concentración más crítico del yugo.



Nota. Estado gráfico de esfuerzos en el yugo escocés determinado por medio de simulación para determinar el punto crítico de concentración de esfuerzos..

En la Figura 69. Se observa un solo punto concentrador crítico de esfuerzos de color verde, quiere decir es el punto de mayor especificación a tratar de la sección transversal del cilindro, la cual, como se dijo anteriormente, será la que se use como plano de análisis y cálculo siguiendo el método o proceso de cálculo de esfuerzos normales y cortantes. [9]

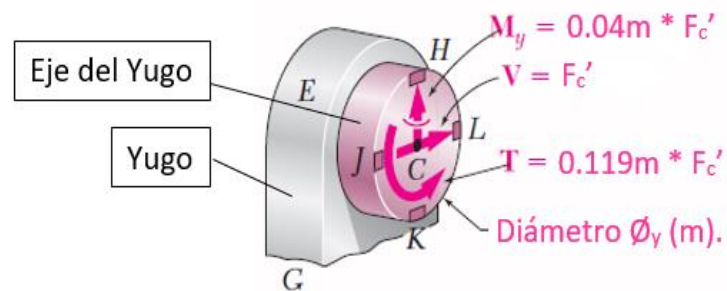
4.5.2 Esfuerzos internos producidas en la sección transversal de eje y yugo

Entre en eje y el yugo se presentan dos esfuerzos el cortante y el de flexión, por el sistema de transmisión en la potencia que requiere la máquina para cortar la caña, el mayor esfuerzo se genera en la flexión por el movimiento circular del eje motriz.

Al tener un movimiento circular y producirse el desplazamiento de las partes del yugo se genera un punto de contacto crítico, donde se analiza estáticamente estas flexiones ver (Figura 70.).

Figura 70.

Esfuerzos cortante y flector para la sección transversal del eje motriz y el yugo.



Nota. Estado de esfuerzos existentes en el yugo escocés tomado por el proceso de cálculo de Ferdinand Beer anteriormente usado para el eje motriz. Fuente: Ferdinand P. Beer, *Mecánica de materiales*, página 442; modificada.

Se reemplaza la carga aplicada F_m con la fuerza cortante V de la sección transversal que contiene a H, J, K y L. Entonces:

$$V = F_m = F_c'$$

$$M_y = 0.07m * F_c'$$

Las propiedades geométricas de la sección de diámetro \varnothing_m son:

$$A = \frac{\pi}{4}(\varnothing_y)^2$$

$$I = \frac{1}{4}\pi\left(\frac{\varnothing_y}{2}\right)^4$$

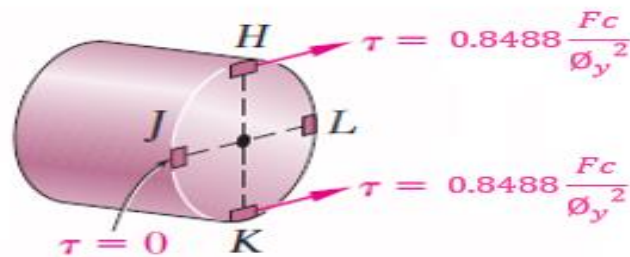
$$J = \frac{1}{2}\pi\left(\frac{\varnothing_y}{2}\right)^4$$

Esfuerzos producidos por la fuerza cortante V:

La fuerza cortante V no produce esfuerzos cortantes en los puntos J y L. Primero se calcula Q para los puntos H y K con un semicírculo respecto de un diámetro vertical y después se calcula el esfuerzo cortante producido por la fuerza cortante $V = F_c'$. Estos esfuerzos se muestran (Figura 71.):

Figura 71.

Esfuerzo producido por la fuerza cortante v en el yugo.



Nota. Estado de esfuerzos existentes en el yugo escocés tomado por el proceso de cálculo de Ferdinand Beer anteriormente usado para el eje motriz, esfuerzo cortante. *Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales, página 442; modificada.*

Con la apreciación del esfuerzo cortante en función del eje se plantean las ecuaciones siguientes:

$$Q = \left(\frac{1}{8}\pi\varnothing_y^2\right) * \left(\frac{2\varnothing_y}{3\pi}\right)$$

$$Q = \frac{1}{12}\varnothing_y^3$$

$$\tau = \frac{VQ}{I\varnothing_y} = \frac{F_c' \left(\frac{1}{12}\varnothing_y^3\right)}{\left(\frac{1}{4}\pi\left(\frac{\varnothing_y}{2}\right)^4\right)\varnothing_y}$$

$$\tau = 1.6976 \frac{F_c}{\varnothing_y^2}$$

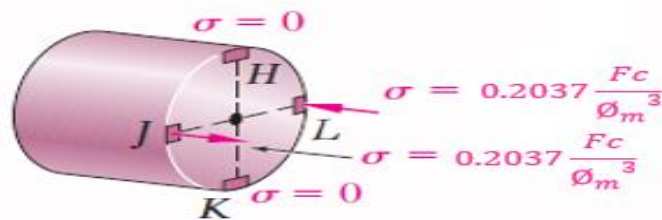
$$\tau = 0.8488 \frac{F_c}{\varnothing_y^2}$$

Esfuerzos producidos por el par flector M_y :

Como el par flector M_y actúa en un plano horizontal, no produce esfuerzos en H y K. Se determinan los esfuerzos normales de los puntos J y L y se muestran en la Figura 72.

Figura 72.

Esfuerzo normal producido en el eje motriz.



Nota. Estado de esfuerzos existentes en el yugo escocés tomado por el proceso de cálculo de Ferdinand Beer anteriormente usado para el eje motriz, esfuerzo normal. Fuente: Ferdinand P. Beer, *Mecánica de materiales*, página 442; modificada.

$$\sigma = \frac{|M_y| \frac{\emptyset_y}{2}}{I} = \frac{|0.07m * Fc'| \frac{\emptyset_y}{2}}{\frac{1}{4} \pi (\frac{\emptyset_y}{2})^4}$$

$$\sigma = 0.713 \frac{F_c}{\emptyset_y^3}$$

$$\sigma = 0.3565 \frac{Fc}{\emptyset_y^3}$$

Para este caso no se hace análisis de esfuerzos de torsión, en razón de que la fuerza $F_m = Fc'$ no genera torsión en el eje del cilindro que conforma el eje del Yugo.

4.5.3 Determinación del diámetro para el yugo.

La principal razón para desarrollar todo el cálculo anterior de forma que los esfuerzos calculados queden en función de la fuerza para cortar un grupo de 4 cañas ($F_c = 17.6 \text{ kN}$), y el diámetro del cilindro del Eje de (\emptyset_y), de esta manera se puede dar valores a tal diámetro \emptyset_y de manera que se obtengan resultados de los esfuerzos cortantes y normales convenientes, es decir, que no superen el esfuerzo a fluencia del material seleccionado para el Yugo Escocés, y que además cumpla con un factor de seguridad aceptable seleccionado igual a $F.S. = 3$ con el criterio elementos de máquina bajo cargas estáticas con incertidumbre acerca de las cargas y las selecciones de la tabla según Pusgley (tabla 41.) :

Tabla 41.

Factor de seguridad para el Yugo motriz.

Yugo	
nxx	2,05
nyy	1,5
F.S	3,075

Nota. Factor de seguridad para el eje motriz dependiente del proceso de determinación de factores usado en este proyecto.

Lo anterior se puede ver a continuación dando varios valores a \emptyset_y :

Tabla 42.

Esfuerzos producidos en el yugo con un diámetro \varnothing_m de 20 mm.

	Magnitud	Unidades
Fuerza para Cortar 4 Cañas (Fc)	8800	N
Diámetro del Eje Motriz (\varnothing_m)	0.02	m

	Magnitud Teórica	Magnitud con Factor de Seguridad F.S. = 3	Unidades
Esfuerzo de la Fuerza Cortante V	18.6736	56.0208	MPa
Esfuerzo del Par de Flector My	224.07	672.21	
Esfuerzo de Fluencia Acero SAE 4340	470		

Nota. Esfuerzos producidos con el primer cambio de diámetro comercial en la hoja de cálculo, (0.02 m).

Tabla 43.

Esfuerzos producidos en el yugo con un diámetro \varnothing_m de 30 mm

	Magnitud	Unidades
Fuerza para Cortar 4 Cañas (Fc)	8800	N
Diámetro del Eje Motriz (\varnothing_m)	0.03	m

	Magnitud Teórica	Magnitud con Factor de Seguridad F.S. = 3	Unidades
Esfuerzo de la Fuerza Cortante V	8.299377778	24.89813333	MPa
Esfuerzo del Par de Flector My	66.39111111	199.1733333	
Esfuerzo de Fluencia Acero SAE 4340	470		

Nota. Esfuerzos producidos con el segundo cambio de diámetro comercial en la hoja de cálculo, (0.03 m).

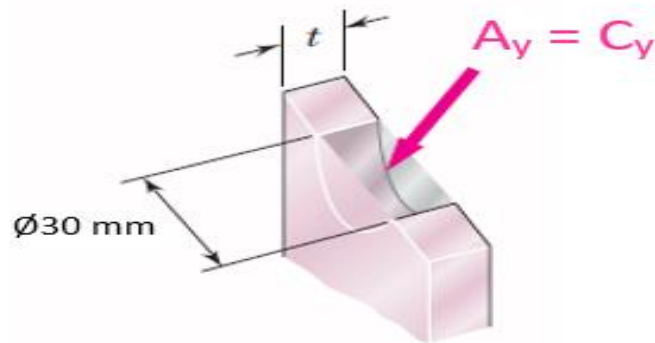
Se hicieron variaciones de 10 milímetros al diámetro original para analizar los resultados de cada esfuerzo, comparándolo con el esfuerzo a fluencia del material que se usará para el diseño del eje motriz gracias a sus buenas características mecánicas y su gran aplicación en la industria para piezas como cigüeñales y ejes, el Acero SAE 4340.

Con los resultados de las tablas el diámetro seleccionado para la sección más crítica del eje motriz, según lo anterior, es el de $\varnothing_m = 30$ mm.

Según estos resultados, el área transversal requerida para los cojinetes deslizantes teniendo en cuenta que el eje de yugo se toma de diámetro 30 mm, en su primera sección, y de 20 mm en su segunda sección, (determinado con la validación de software por medio de simulación por método de elementos finitos que se verá más adelante), debería ser:

Figura 73.

Diámetro para el cojinete de soporte en el yugo.



Nota. Visualización grafica del esfuerzo aplastante sobre el soporte aplicado por el yugo. *Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales, pagina 28; modificada*

$$\tau_{permisible} = \frac{A_y}{A_{requerida}} = \frac{C_y}{A_{requerida}}$$

$$\tau_{permisible} = \frac{\tau_U}{F.S.}$$

Para este cálculo, se requiere un factor de seguridad F.S. = 4, para elementos de máquinas bajo cargas dinámicas y se selecciona un material cotidiano en el diseño de cojinetes deslizantes, el hierro fundido en gris de tipo 20 cuyo esfuerzo último $\tau_U = 138$ MPa. Entonces:

Tabla 44.

Factor de seguridad para el cojinete.

Cojinete para rodamiento	
nxx	3,1
nyy	1,3
F.S	4,03

Nota. Factor de seguridad para el eje motriz dependiente del proceso de determinación de factores usado en este proyecto.

$$\tau_{permisible} = 34.5 \text{ MPa}$$

$$A_{requerida} = \frac{D_x}{34.5 \text{ MPa}} = \frac{3.7 \text{ kN}}{34.5 \text{ MPa}} = \frac{3.7 \text{ kN}}{34.5 \text{ MPa} \frac{1000 \text{ kPa}}{1 \text{ MPa}}}$$

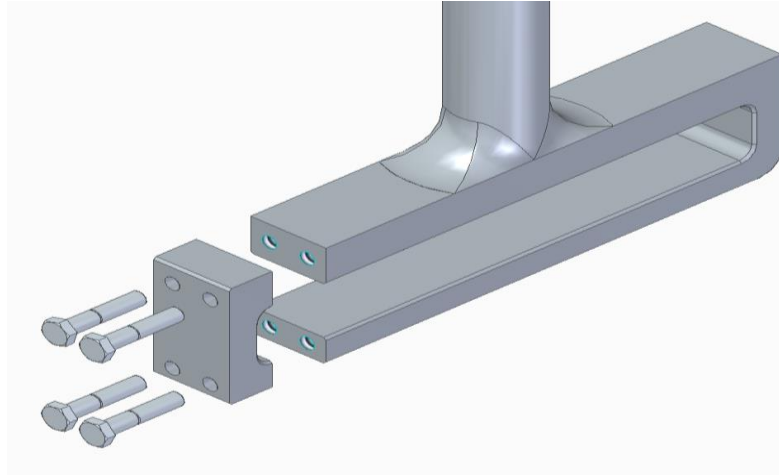
$$A_{requerida} = 1.0725 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = (0.030 \text{ m})t$$
$$t = 4 \text{ mm}$$

Por razones de dimensionamiento, el cual ya se había determinado de manera general en la Figura 45., se realiza el análisis del grosor de cojinete deslizante de magnitud $t = 15$ mm, en razón de la necesidad de un área de contacto mayor entre el eje del yugo y el cojinete para su buen funcionamiento y deslizamiento.

En los cálculos de esta pieza, se muestra una modificación en su forma necesaria para lograr el ensamble entre el Yugo Escocés y el Eje Motriz, un corte a uno de los lados del Yugo, cuyo restante se sujetará con pernos al yugo original como se puede ver a continuación en la Figura 74:

Figura 74.

Configuración geométrica para lograr el ensamble entre el eje motriz y el yugo escocés.



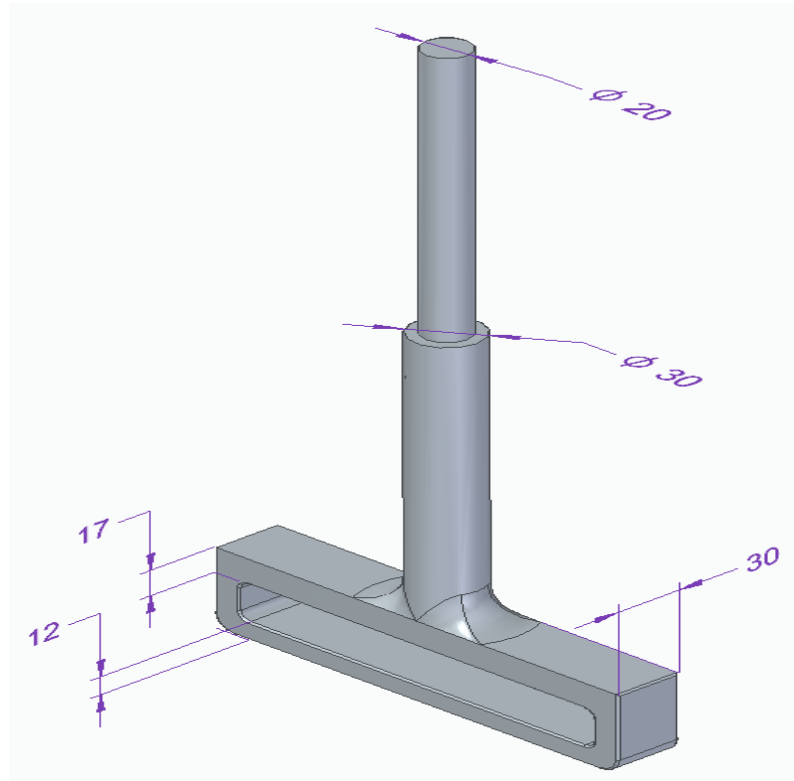
Nota. Visualización del sistema de ensamble diseñado para el yugo escocés, logrando así la forma de ensamble del yugo con el eje motriz.

El diámetro de los pernos se toma con Norma ISO diámetro Nominal M6, a razón de que los esfuerzos que se producen por el movimiento de descenso (que es el movimiento en el que se presenta aplicación de esfuerzo en ese lado del yugo), son considerablemente bajos, ya que es en ese movimiento de descenso donde se desplaza hacia abajo a la caña de azúcar, movimiento que no supone grandes fuerzas de reacción en lo absoluto.

Las dimensiones que se le darán al yugo como tal, en virtud de que debe haber una cierta afinidad geométrica entre este y el eje motriz (cuyas dimensiones y geometría ya están determinadas por completo y debido al encaje que debe existir entre esta pieza y el eje motriz), y teniendo en cuenta el diámetro obtenido con el desarrollo anterior para el Eje del Yugo, se hacen las modificaciones geométricas necesarias para evitar concentraciones de esfuerzos y demás:

Figura 75.

Geometría específica para el yugo por parte de los diseñadores.



Nota. Características físicas finales determinadas para el yugo escocés luego del proceso de cálculo anterior.

Para validar su correcto funcionamiento mecánico bajo las cargas y restricciones que el sistema exige, se hace uso de métodos por elementos finitos.

Al igual que en el eje motriz, se realizan tres simulaciones con distintos tamaños de malla para asegurar una aproximación que converja en lo más real posible y mediante el uso del mismo material usado para el eje motriz en forma de cigüeñal, el SAE 4340, cuyas propiedades mecánicas son ya bien conocidas, se presenta las mallas y esfuerzos producidos (ver tabla 45.):

Tabla 45.

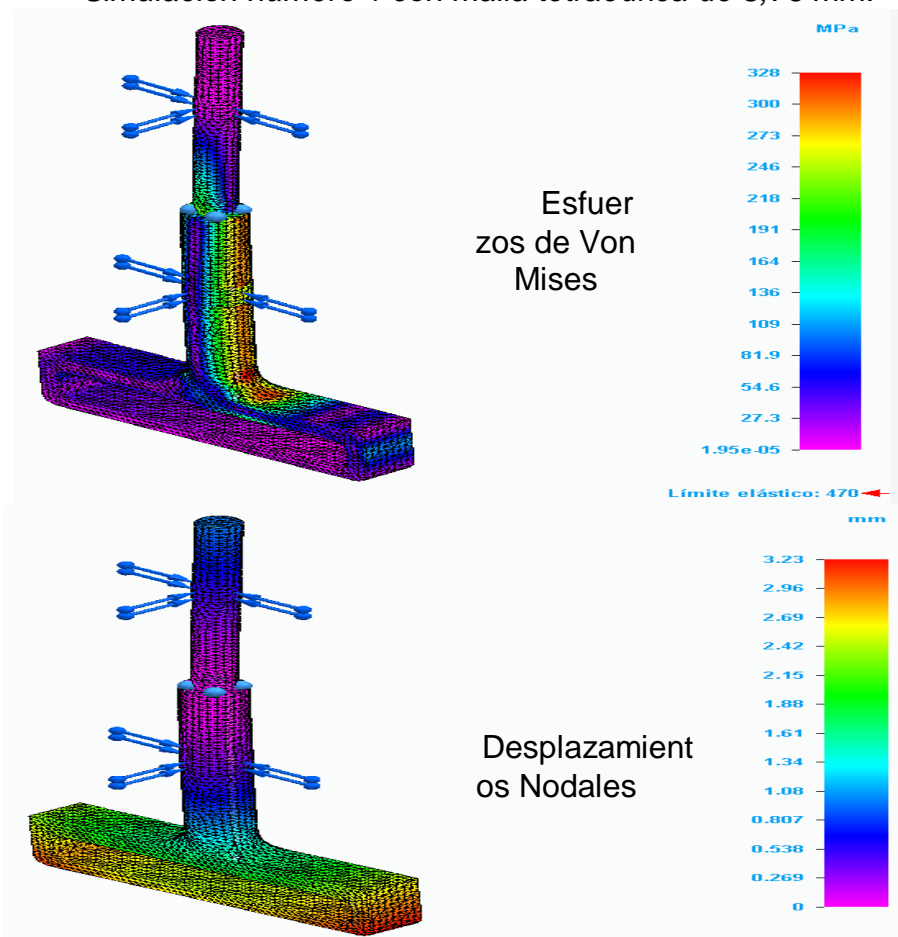
Convergencia de mallas para el yugo.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	3.76	3.22	2.68	—
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	328	339	339	3
Desplazamiento Máx. (mm)	3.23	3.22	3.2	1

Nota. Resultados de las tres simulaciones realizadas al yugo para lograr convergencia y obtener un resultado aceptable.

Figura 76.

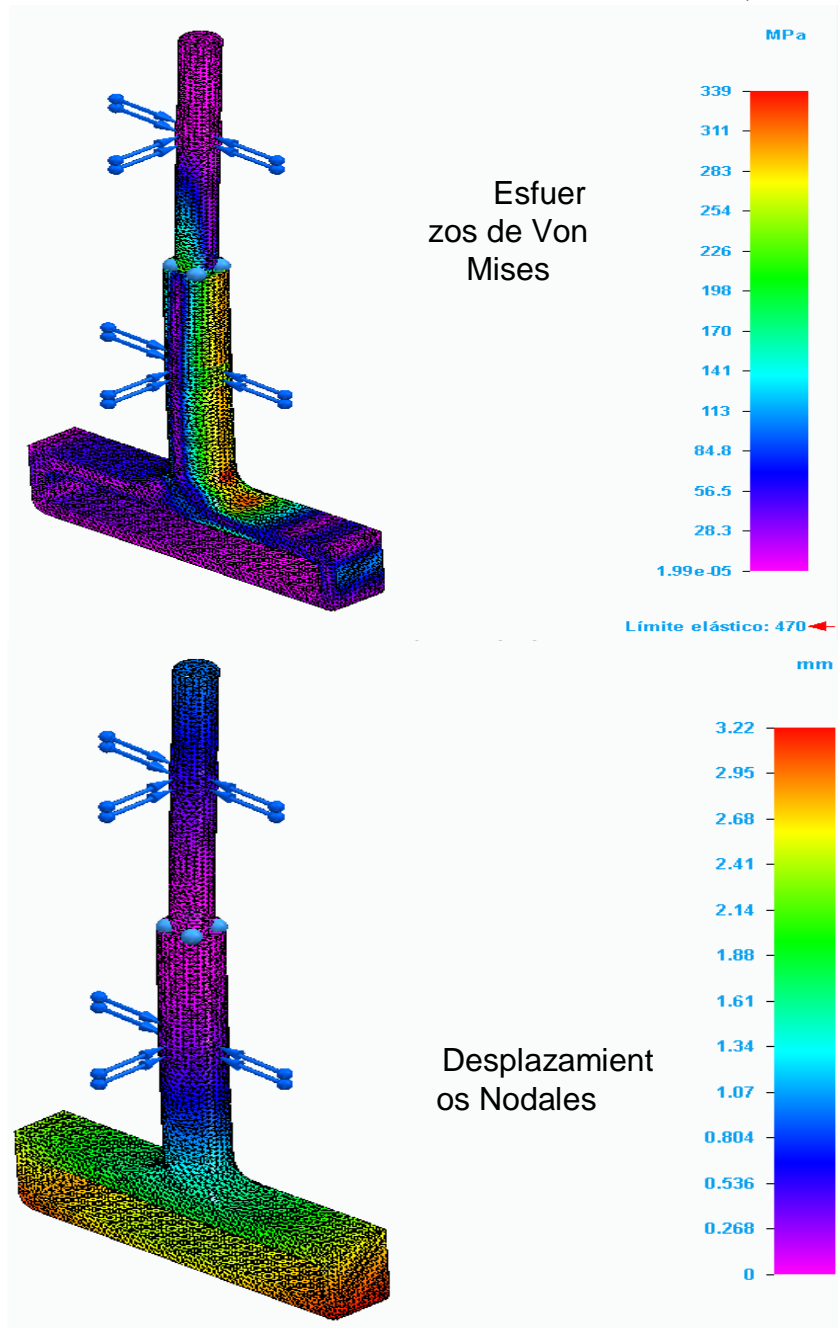
Simulación número 1 con malla tetraédrica de 3,76 mm.



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de métodos por elementos finitos del primer tamaño de malla.

Figura 77.

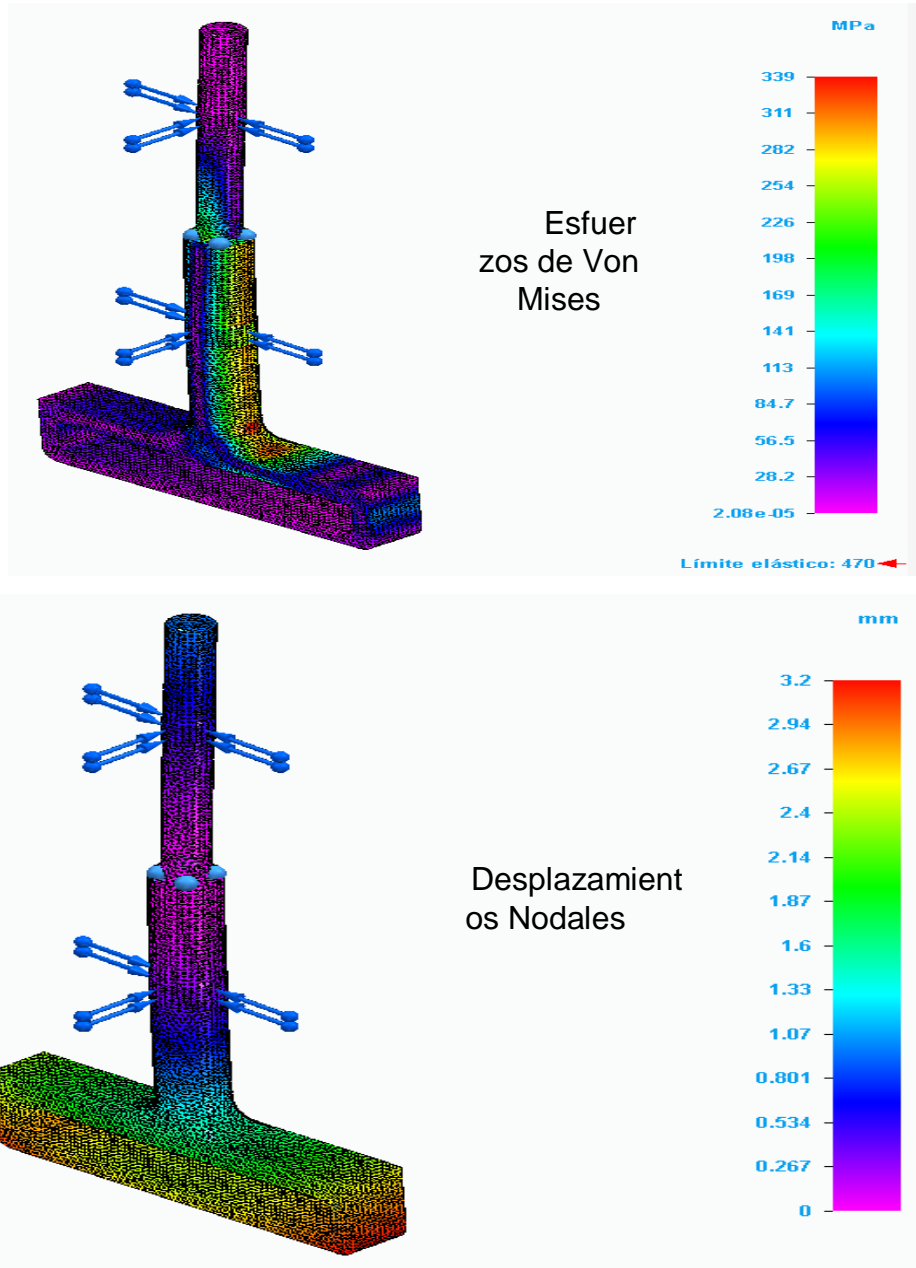
Simulación número 2 con malla tetraédrica de 3,22 mm.



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de métodos por elementos finitos del segundo tamaño de malla.

Figura 78.

Simulación número 3 con malla tetraédrica de 2,68 mm.



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de métodos por elementos finitos del tercer tamaño de malla.

4.6 Tapa de retención para evitar el desplazamiento de la caña de azúcar

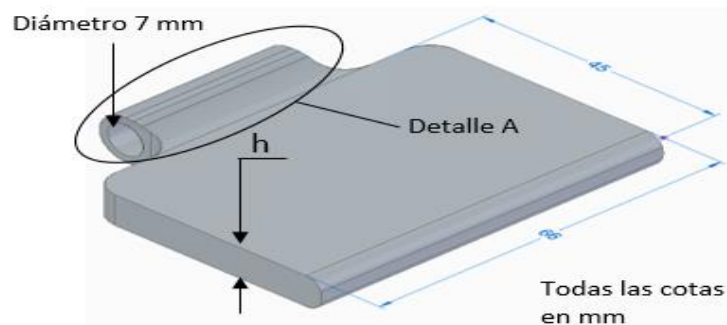
En la anterior sección se especificaron las características geométricas y material de las tapas de retención o también llamadas retenciones las cuales, principalmente, se encargan de restringir el paso de vuelta de la caña de azúcar una vez que ésta haya cruzado lo suficiente por una retención para activar su movimiento de vuelta a razón del resorte de torsión doble acoplado a la tapa.

Ésta pieza se somete principalmente a fuerzas generantes de esfuerzos de compresión y cortantes a razón de los topes que contienen las tuberías de retención los cuales no permiten, junto con las tapas, el movimiento de devuelta de la caña a razón del sistema de corte.

La forma básica dada a ésta pieza (tapa de retención), en la Figura 79:

Figura 79.

Forma geométrica dada por los diseñadores para la tapa de retención.



Nota. Diseño óptimo de la tapa de retención, basado en las dimensiones de la caña de azúcar

Las dimensiones de largo y ancho están ya determinadas a razón de las características dimensionales de la caña de azúcar y el sistema de retención.

Algo de vital importancia para aclarar, es el hecho de que la zona de la pieza señalada en la Figura 45. Como "Detalle A", no se someterá a cargas o desplazamientos considerables, ya que el área conformada por las cotas de 45 y 66 mm está restringida

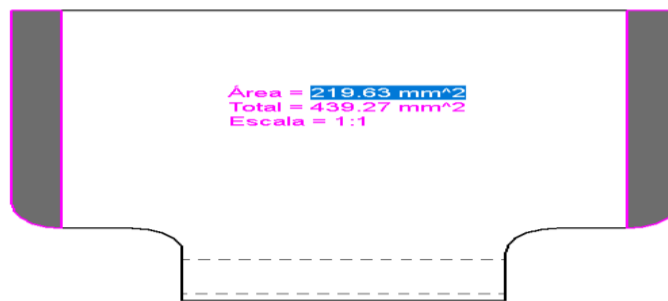
por el sistema del tubo de retención el cual, como se verá a continuación en su correspondiente diseño, contiene unos topes en los cuales se asienta la tapa y produce la retención para la caña que ejerce una fuerza de $\frac{F_C}{4}$ (que como ya se ha dicho anteriormente, sería la fuerza necesaria para cortar una sola caña de azúcar). Tal fuerza es recibida por la tapa de retención únicamente en esas zonas de contacto entre esta y los topes del tubo de retención, al no estar en ese justo instante de retención en una posición que genere momentos que afecten en gran medida al Detalle A, no se tendrá en cuenta en los cálculos.

Por lo anterior, al eje que se ubica en el espacio de la bisagra mostrada en la elipse negra se le dará un valor arbitrario de diámetro de 7 mm, decidido con base a las características dimensionales de la tapa con respecto al tubo de retención como tal.

Ahora bien, para la determinación del grosor h mostrado en la Figura 45., se muestra la zona de contacto entre la tapa de retención y los topes del tubo de retención para calcular los principales esfuerzos que se presentan en esta pieza los cuales son esfuerzos de aplastamiento o compresión, y esfuerzos de corte. Entonces:

Figura 80.

Geometría completa con el área real a diseñar las tapas de retención.



Nota. Visualización general del área de contacto entre la tapa de retención y los topes..

El área de contacto en color gris oscuro genera un total de área igual a 439.27 mm², donde cada área individual es igual con un valor de 219.63 mm².

Conociendo este dato, se dispone a calcular el esfuerzo de compresión que obedece a:

$$\tau_{comp} = \frac{F_C}{4 A_{comp}}$$

Donde τ_{comp} es el esfuerzo de compresión, F_C es la ya conocida fuerza para cortar cuatro cañas de azúcar y A_{comp} es el área comprimida la cual se muestra en la Figura 46.

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}\tau_{comp} &= \frac{17.6 \text{ kN}}{4 (4.3963 * 10^{-4} \text{ m}^2)} \\ \tau_{comp} &= 10008 \text{ kPa} \\ \tau_{comp} &= 10 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Ahora, el esfuerzo cortante que es:

$$\tau_{cort} = \frac{F_C}{4 A_{cort}} = \frac{17.6 \text{ kN}}{0.045 \text{ m} * 4 \text{ t}} = \frac{17.6 \text{ kN}}{0.18 \text{ m} * t}$$

Donde τ_{cort} representa esfuerzo cortante y A_{cort} el área paralela a F_C producida por el contacto entre la tapa de retención y los topes del tubo de retención, la cual es resultado del cociente entre el grosor t y el ancho de la pieza mostrado en la Figura 45 con magnitud 45 mm.

Seleccionando un material relativamente simple, que no tendrá que soportar grandes cargas o esfuerzos, pero teniendo en cuenta las condiciones de trabajo para esta pieza, que, a razón del continuo contacto entre la caña probablemente húmeda, puede generar corrosión a largo plazo, se hace uso de un Acero Inoxidable 310 para su fabricación.

Teniendo en cuenta que el esfuerzo de fluencia de este material es de magnitud 220.6 MPa, el esfuerzo último de magnitud 489.5 MPa, y aplicando un factor de seguridad de 3,4 que está influido en el diseño de estructuras estáticas:

Tabla 46.

Factor de seguridad para la tapa de retención.

Tapa de retención	
nxx	2,45
nyy	1,4
F.S	3,43

Nota. Factor de seguridad donde se efectúa la buena resistencia de la tapa.

El esfuerzo a compresión no supera el valor de magnitud del esfuerzo de fluencia (por lo que no representa un problema).

Segundo, se determina el esfuerzo permisible τ_{pern} que se iguala al esfuerzo cortante τ_{cort} para lograr obtener el grosor t mínimo para la pieza en cuestión como sigue:

$$\tau_{pern} = \frac{\tau_{Fluencia}}{F.S.} = \frac{220.6 \text{ MPa}}{3,4}$$
$$\tau_{pern} = 64,88 \text{ MPa}$$

Entonces:

$$64,88 \text{ MPa} = \frac{17.6 \text{ kN} \frac{0.001 \text{ MN}}{1 \text{ kN}}}{0.18 \text{ m} * t}$$
$$t = \frac{0.0176 \text{ MN}}{0.18 \text{ m} * 64,88 \text{ MPa}}$$
$$t = 1,5 \text{ mm}$$

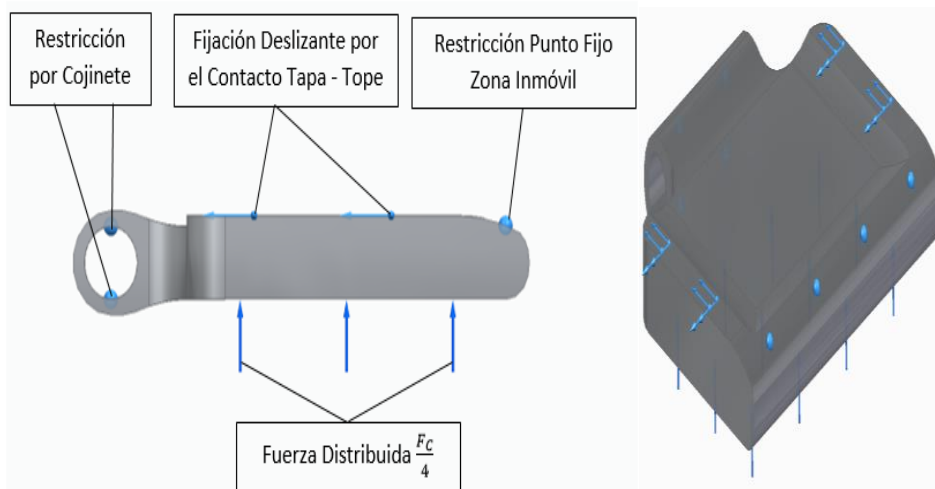
Para el grosor t , se toma un valor de 8 mm a razón de facilidad y necesidades geométricas para el diseño. Tal magnitud excede el mínimo requerido según lo anterior por lo que la pieza funcionará aun de mejor manera.

Validando lo anteriormente descrito se hace uso de métodos por elementos finitos aplicando la carga de $\frac{F_C}{4}$ a la tapa de retención, y restringiéndola de la siguiente

manera:

Figura 81.

Fuerzas actuantes por los factores externos en la placa de retención.



Nota. Esquema de fuerzas ejercidas externamente sobre la placa de retención

En resultado de las fuerzas está simulando el modelo con las propiedades correspondientes del Acero escogido, realizando tres veces las convergencias de mallas en cuanto a su tamaño en la tabla 47:

Tabla 47.

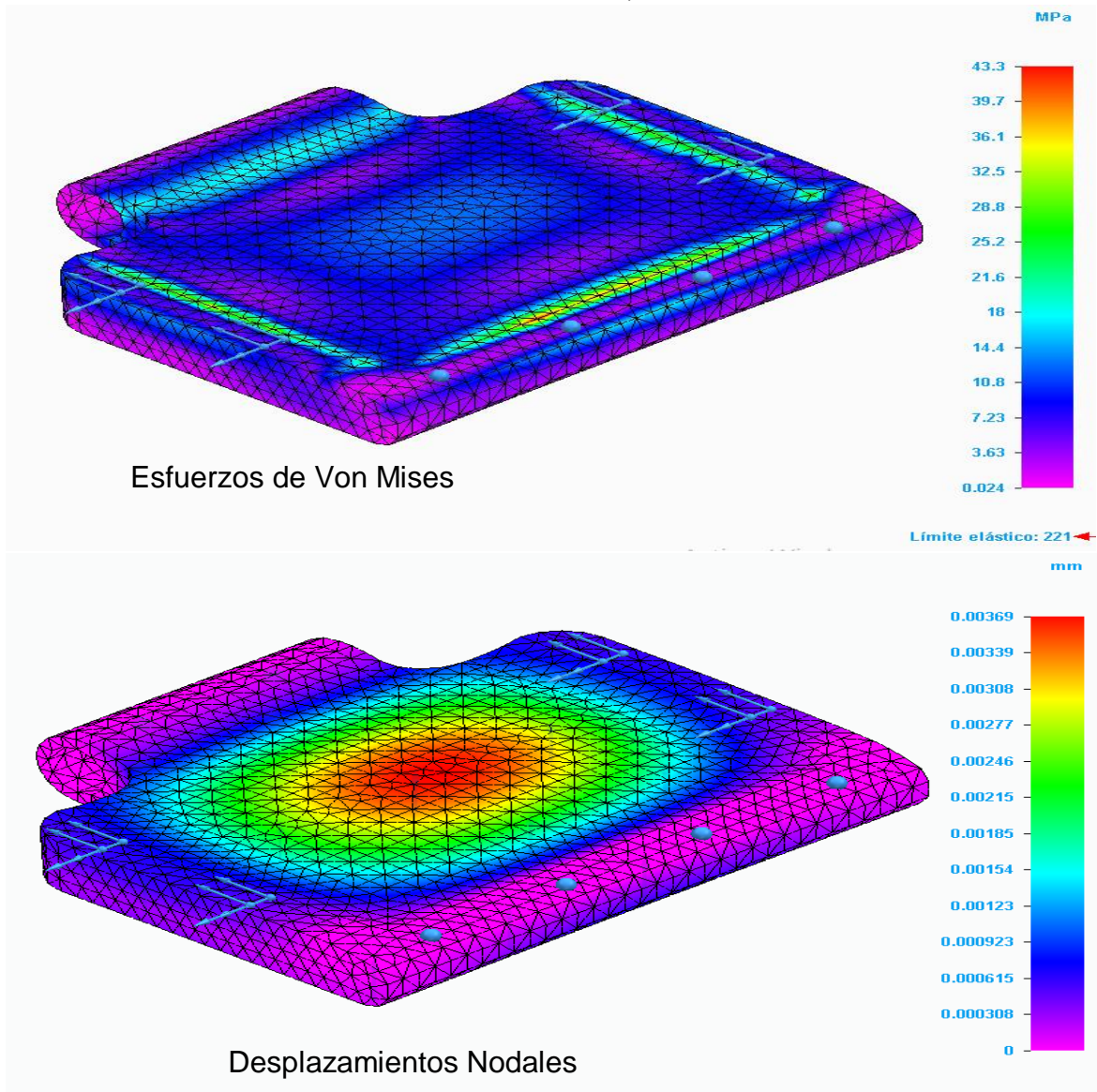
Convergencia de malla para el plato de retención

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	1.93	1.66	1.38	—
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	43.3	48.5	48.1	3
Desplazamiento Máx. (mm)	0.00369	0.00371	0.00372	1

Nota. Relación de conversión entre mallas para el plato de cuchillas y su respectiva selección.

Figura 82.

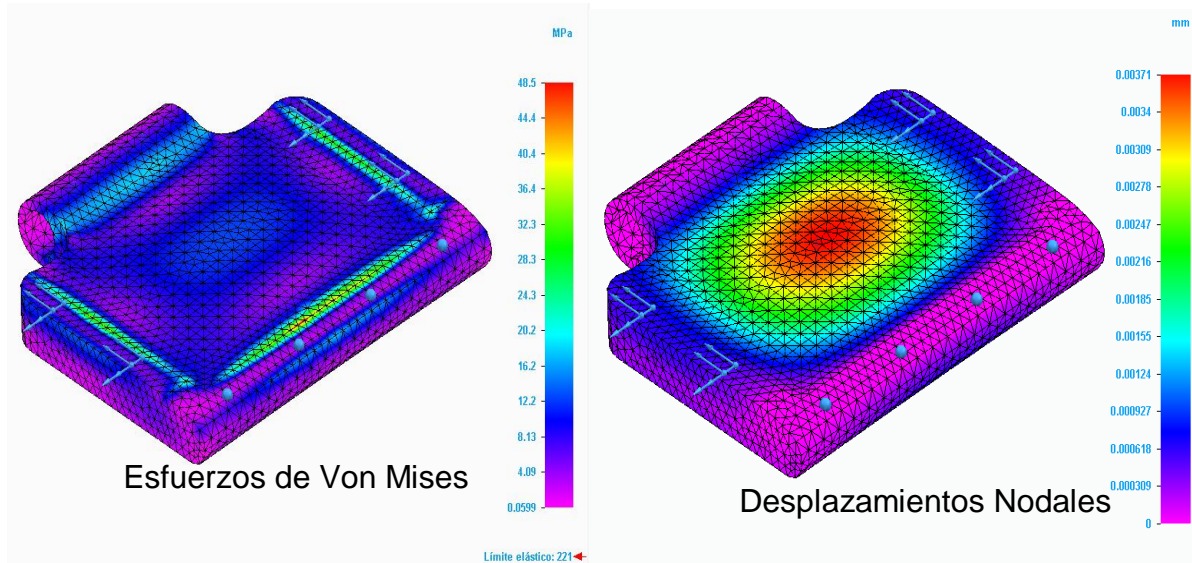
Simulación número 1 con malla tetraédrica de 1,93 mm.



Nota. Resultados gráficos obtenidos de simulaciones realizadas por medio de elementos finitos con malla tetraédrica de 1,93 mm.

Figura 83.

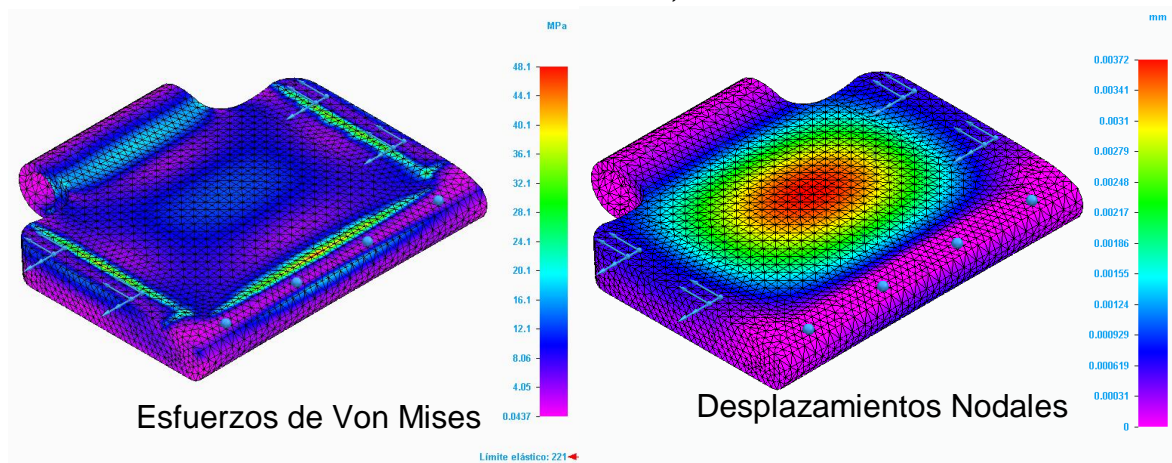
Simulación número 1 con malla tetraédrica de 1,66mm.



Nota. Resultados gráficos obtenidos de simulaciones realizadas por medio de elementos finitos con malla tetraédrica de 1,66mm.

Figura 84.

Simulación número 3 con malla tetraédrica de 1,38 mm.



Nota. Resultados gráficos obtenidos de simulaciones realizadas por medio de elementos finitos con malla tetraédrica de 1,38 mm.

Se logra divisar el rango de esfuerzos y deformaciones, y se asegura un comportamiento dentro de rango elástico lejos de la rotura con las restricciones seleccionadas.

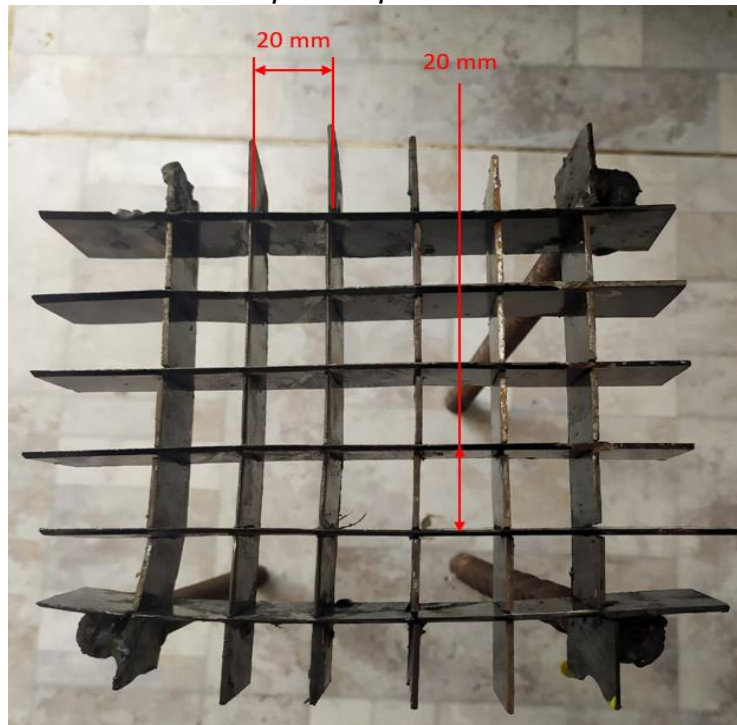
4.7 Diseño del conjunto Cuchillas – Plato de Cuchillas

La finalidad específica del sistema de corte diseñado en este trabajo es, entre otras, cortar longitudinalmente la caña de azúcar para su posterior macerado. Tal pre – procesamiento permitiría llegar a beneficios considerables mencionados a fondo en el primer capítulo del presente texto y su correcta ejecución requiere un diseño del sistema de corte que reduzca la sección transversal (cortando de forma longitudinal, como ya se sabe), de una forma ya escogida a consideración de los autores.

Tal forma de diseño o configuración del sistema ya escogida de corte depende de las dimensiones del llamado anteriormente Plato de Cuchillas y de las Cuchillas, las cuales son las que se pueden ver en la Figura 85:

Figura 85.

Dimensiones para el plato de cuchillas.



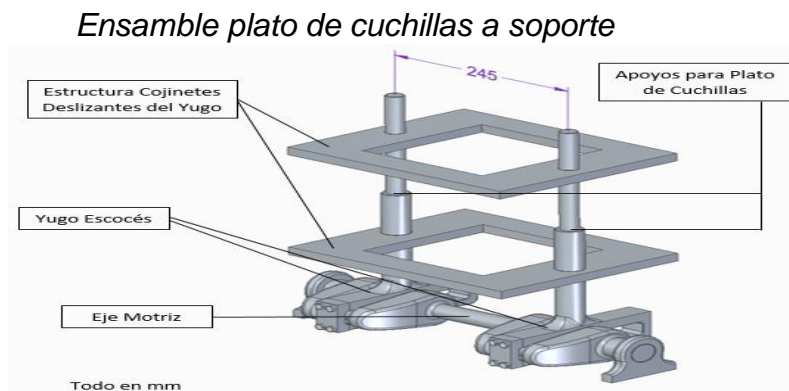
Nota. Diseño del plato de cuchillas basado en la fuerza requerida en el momento de corte de la caña de azúcar.

Ésta configuración se basa en un diseño de cuchillas dispuestas de forma que los espacios internos entre cuchilla y cuchilla generen un cuadrado de dimensiones 20 mm x 20 mm como puede verse en la Figura 85, teniendo en cuenta, además, que el grosor escogido para las cuchillas fue de 2 mm. Todo lo anterior, a razón de que estas fueron las propiedades geométricas y/o físicas utilizadas para las pruebas experimentales llevadas a cabo para determinar la fuerza F_C necesaria para cortar cuatro cañas de azúcar.

De esta forma, diseñando las cuchillas y el plato de cuchillas en base a la configuración de la Figura 85, se puede asegurar una buena aproximación o un comportamiento muy a fin del diseño final que resulte de éste proyecto, con el comportamiento experimental real que se llevó a cabo para determinar tal fuerza F_C .

Se realiza un modelado de cada una de esas piezas, es decir, de las cuchillas. Por otra parte, para el plato de cuchillas, sus dimensiones se determinan dependiendo del diseño ya determinado por completo tanto del Yugo Escocés como del Eje Motriz, piezas las cuales determinan la distancia entre los apoyos que tendrá el plato de cuchillas teniendo en cuenta que el Eje Motriz impulsa al Yugo Escocés y, a su vez, el Yugo impulsa al plato de cuchillas, por lo tanto se debe compartir tal distanciamiento entre ejes de los Yugos Escoses en el Plato de Cuchillas como se muestra en la Figura 86:

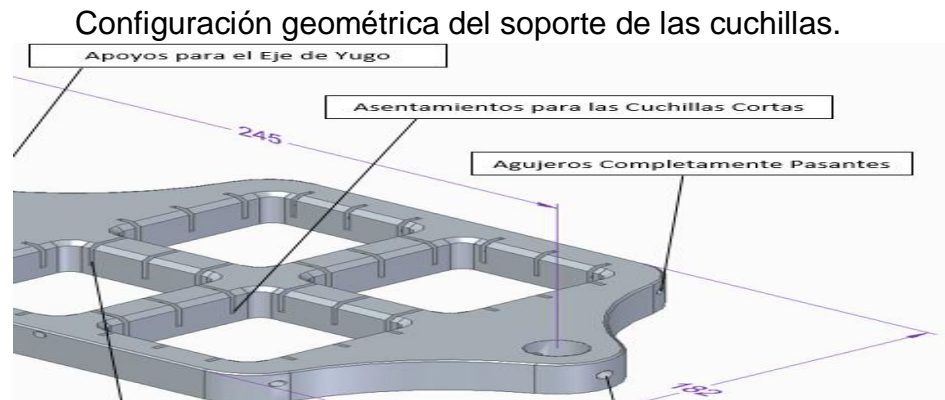
Figura 86.



Nota. Esquema del ensamble plato de cuchillas a soporte obtenido de modelaciones realizadas de cada elemento.

La información y estructura geométrica que se puede analizar en la Figura 86, se da para el plato de cuchillas la siguiente forma; Contendrá las cuchillas en 4 secciones individuales (cada sección para cortar una caña de forma individual), secciones en las cuales se asentarán las cuchillas entrelazándose unas con otras para formar una clase de estructura de cuchillas que otorgará rigidez y estabilidad al sistema.

Figura 87.



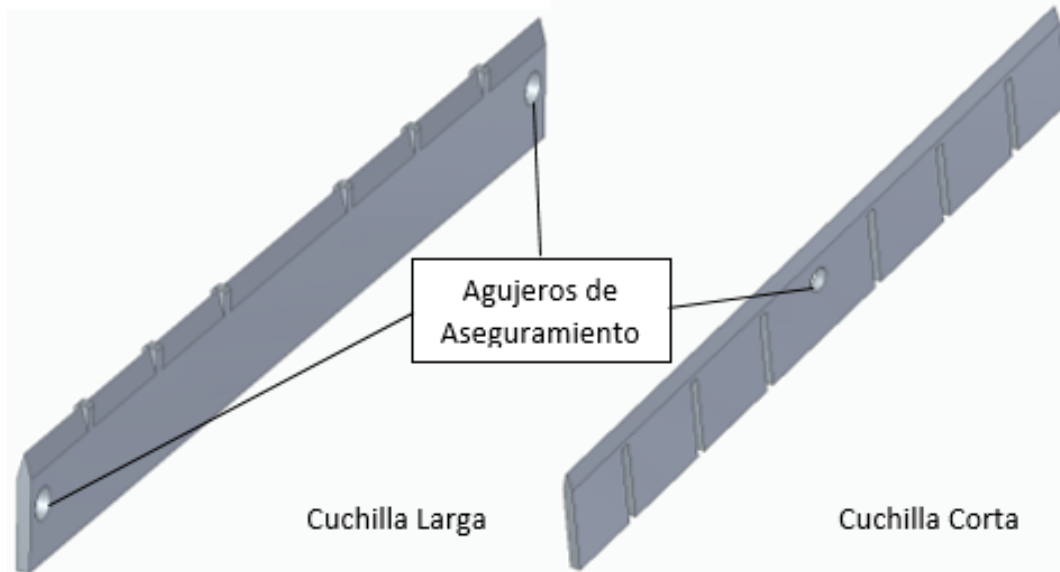
Nota. Estructuración del soporte de las cuchillas obtenido de la simulación de la pieza basada en agujeros pasantes y parcialmente pasantes.

Adicionalmente, en la Figura 87 pueden verse unos agujeros, los cuales unos son completamente pasantes y otros parcialmente pasantes.

Los agujeros completamente pasantes se encargarán de retener las cuchillas en su puesto de asentamiento correspondiente, esto, haciendo uso de ejes que se colocarán en el interior de tales agujeros asegurando las cuchillas (ver Figura 88), tienen a su vez agujeros mecanizados del mismo diámetro que serán atravesados por tales ejes generando el aseguramiento.

Figura 88.

Agujeros de empotramiento para el movimiento en las cuchillas.



Nota. Diseño y simulación de agujeros de empotramiento dispuestos en las cuchillas para su movimiento.

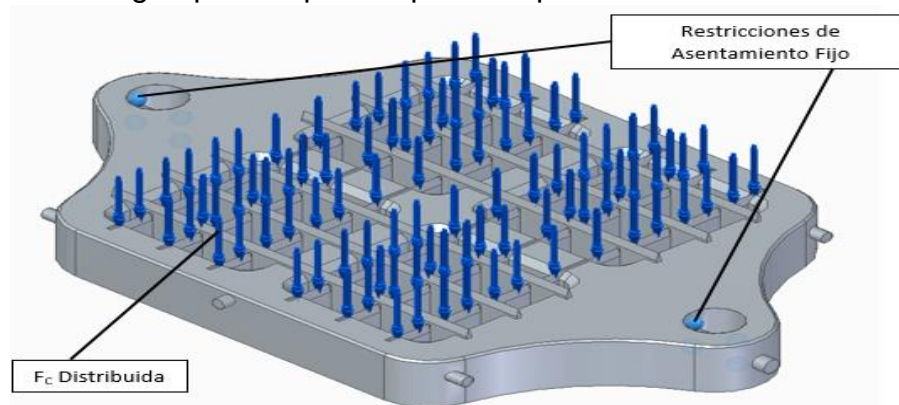
Después de realizar el corte a las cañas de azúcar, (gracias a su entramamiento con las cuchillas por el corte), se desplazan hacia la boca del trapiche por el movimiento de descenso del Yugo Escocés. A razón de tal movimiento de descenso que puede provocar algún tipo de fricción entre el tubo de retención y la cobertura de la caña (fricción que sería en realidad muy baja gracias a que la cubierta de la caña es bastante lisa o pulida), se genera una pequeña fuerza que tenderá a sacar a las cuchillas de sus asentamientos.

Los agujeros parcialmente pasantes se utilizarán (igual que los completamente pasantes), para retener una pieza en el movimiento de descenso generado por el Yugo Escocés, pero, en este caso, el objeto a retener es el Plato de Cuchillas completo. Se hace uso de un eje que atraviesa tanto el agujero parcialmente pasante del Plato de Cuchillas, como el eje del Yugo y se asegura la posición solidaria entre ambas piezas al momento de descender.

Se muestra la forma final modelada del Plato de Cuchillas ensamblada con las Cuchillas en sus correspondientes asentamientos y ejes de aseguramiento en la Figura 89, mostrando paralelamente la aplicación de la fuerza F_C de manera distribuida en los filos de las cuchillas en las zonas correspondientes a cada caña de azúcar y las restricciones de asentamiento de todo el plato de cuchillas sobre el eje del yugo escocés.

Figura 89.

Carga aplicada para soportar el plato de cuchillas.



Nota. Simulación de una carga actuante con la finalidad de soportar el plato de cuchillas y poder determinar el comportamiento del sistema.

Para verificar que el comportamiento mecánico del diseño completo de la Figura 89 funciona bien en cuanto a su estado de esfuerzos de Von mises y los desplazamientos correspondientes a la carga F_C aplicada a las cuchillas, se hace uso de métodos por elementos finitos simulando el comportamiento del sistema completo al aplicar una carga F_C distribuida en el área correspondiente al filo de las cuchillas. Esto, debido a la complejidad de cada pieza y debido también a la subsecuente complejidad por su posterior ensamble el cual es el que realmente debe ser analizado.

Las complejidades radican en que al analizar el sistema completo se crean relaciones entre cuchilla y cuchilla, ya que las cuchillas largas sirven de apoyo a las cuchillas cortas, y las cuchillas cortas crean un sólido estable en el interior de las ranuras de las cuchillas

largas (hecho que deriva en una flexión conjunta entre todas las cuchillas), sin olvidar que todas las cuchillas tienen apoyos adicionales que reposan sobre el plato de cuchillas, el cual también va a estar sujeto una cantidad de flexión determinada generada por la carga F_c .

A las piezas siguientes: Conjunto cuchillas - plato de cuchillas, Mesa Estructural, Mesa Estructural Sistema de Potencia y tuberías de retención, no se les realizó un proceso de diagrama de cuerpo libre y análisis estático manual, a razón de la amplia complejidad existente en la geometría de tales piezas. Por lo tanto, se les realizó a cada una un proceso de análisis y simulación por medio de métodos por elementos finitos con tres repeticiones con cambio de tamaño de malla para lograr convergencia y veracidad en los resultados.

Se realizan las simulaciones de la misma manera en los apartados anteriormente mencionados, tres simulaciones variando el tamaño de malla de mayor a menor hasta conseguir valores de esfuerzos y deformaciones que converjan hasta ser aproximadamente iguales. En la Figura 89 puede observarse las restricciones y cargas aplicadas al modelo del diseño final para su posterior simulación.

Por medio de tal procedimiento se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 48.

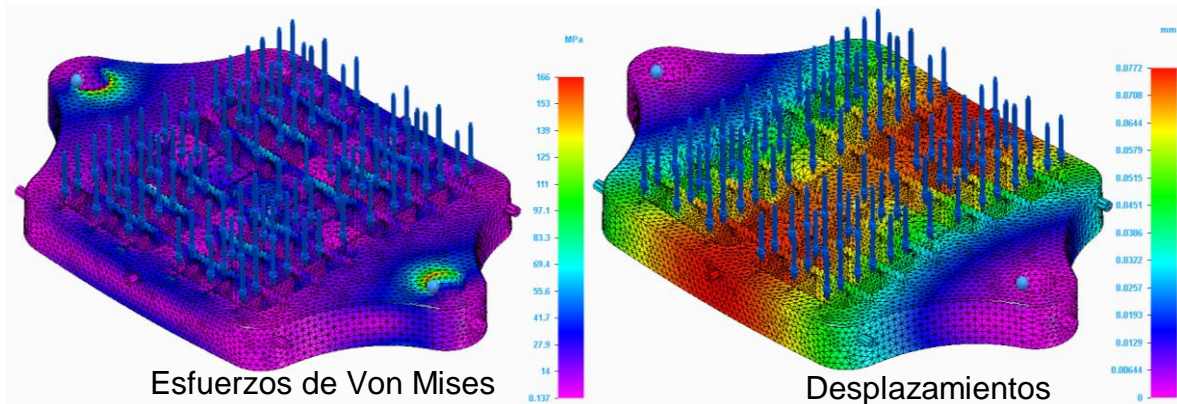
Simulación con los tamaños de malla tetraédrica.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	2.7	1.8	1.62	_____
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	166	181	181	3
Desplazamiento Máx. (mm)	0.0772	0.0775	0.0775	1

Nota. Simulaciones tetraédricas para el respectivo modelamiento en solid egde.

Figura 90.

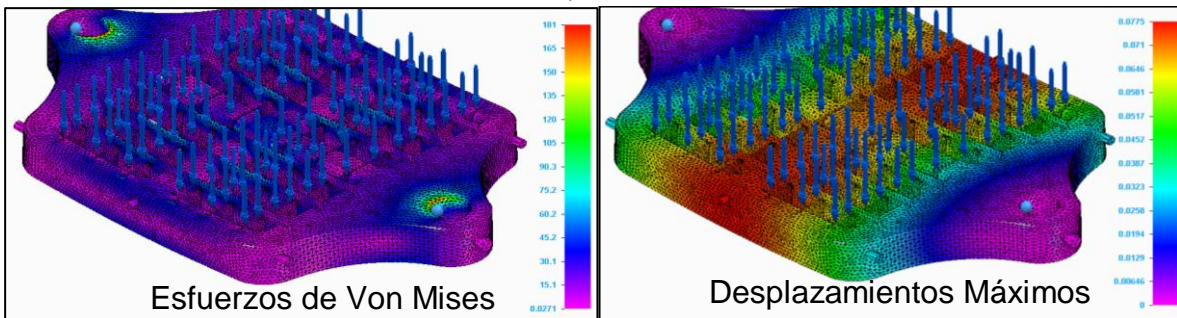
Malla tetraédrica con tamaño de malla 2,7 mm de la simulación 1.



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la primera variación de tamaño de la malla.

Figura 91.

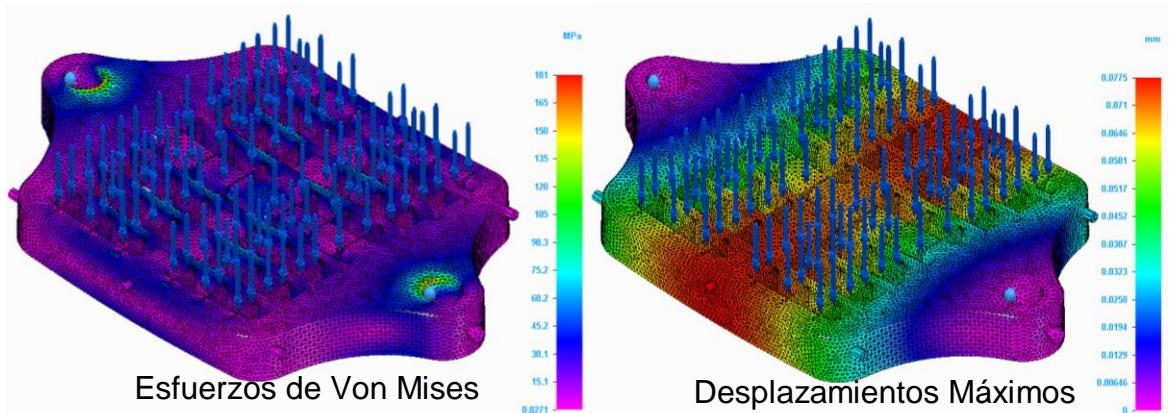
Malla tetraédrica con tamaño de malla 1,8 mm de la simulación 2.



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la segunda variación de tamaño de la malla.

Figura 92.

Malla tetraédrica con tamaño de malla 1,62 mm de la simulación 3.



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la tercera variación de tamaño de la malla.

Como puede observarse, el esfuerzo máximo obtenido por la simulación por elementos finitos muestra un esfuerzo de von mises máximo de 181 MPa y una deformación igualmente máxima de 0.0775 mm.

Tales resultados, son favorables teniendo en cuenta que los Aceros utilizados más comúnmente en la industria manejan esfuerzos de fluencia y últimos con magnitudes muy superiores a las mencionadas anteriormente. Por lo tanto, se dispone a seleccionar un material para cada pieza del ensamble simulado.

Para las cuchillas, según la optimización de parámetros en la fabricación de cuchillas trozadoras para la cosecha de caña de azúcar (ver Anexo 1), el material más adecuado, teniendo en cuenta las propiedades químicas y físicas de la caña de azúcar y sin olvidar que los jugos o líquidos que la caña puede derramar sobre las cuchillas pueden ser factores generantes de corrosión, es el acero AISI 5160.

Para la selección del material del plato de cuchillas, se tiene en cuenta que es una pieza de volumen considerable que será creada por moldeo y luego mecanizada para generar las características físicas requeridas (asentamientos de cuchillas largas y cortas y agujeros para cojinetes deslizantes). Y además observando que máximo se presentará un esfuerzo de 181 MPa, se selecciona un Acero SAE 1045 cuyas propiedades bastan

para lograr asegurar un comportamiento admisible con un factor de seguridad entre esfuerzo simulado y esfuerzo de fluencia del material igual a $F.S. = 1.7$, según el criterio de para elementos de máquinas bajo cargas dinámicas.

Tabla 49.

Factor de seguridad para el plato de cuchillas

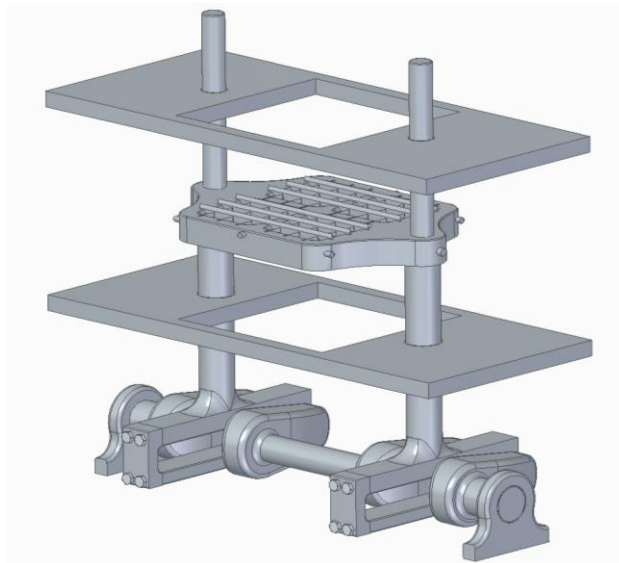
Plato de cuchillas	
nx	1,7
x	
ny	1,0
y	
F.S	1,7

Nota. Factor de seguridad adecuado para el plato de cuchillas con su respectivo criterio.

Adicionando y ensamblando todo el conjunto Cuchillas – Plato de Cuchillas con todas las demás piezas ya calculadas anteriormente, se obtiene la Figura 93:

Figura 93.

Ensamble total del sistema de corte.



Nota. Esquema del ensamble del sistema de corte obtenido de modelaciones realizadas de cada los elementos.

4.8 Diseño Tubos de Retención y Resortes para las Tapas de Retención

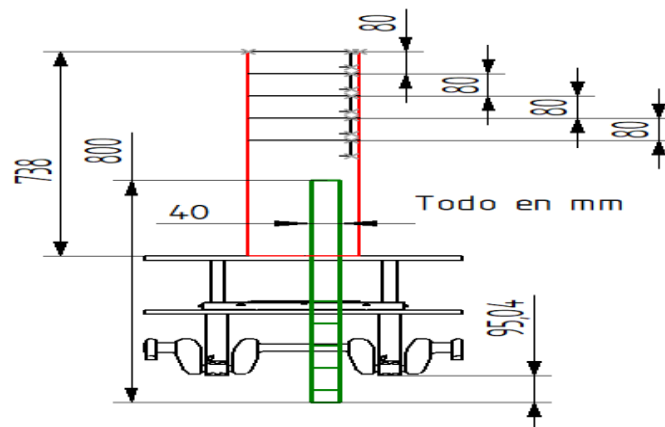
A partir de la Figura 93, se debe hacer el análisis del espacio o dimensiones necesarias para crear de forma específica el tubo de retención y las medidas relativas entre cada tapa con respecto a las posiciones máxima y mínima del plato de cuchillas.

Esto quiere decir, que cuando se introduzcan las cañas de azúcar en el tubo de retención, la caña bajará hasta tocar las cuchillas ensambladas en el plato en alguna posición indeterminada entre su posición máxima y mínima. Posteriormente a razón del movimiento de descenso del Yugo el plato de cuchillas se colocará en su posición mínima al igual que la caña, la cual, al momento de descender, activará la primera cerradura de la tapa de retención más alejada generando la primera retención.

Lo anterior se explica cómo se puede ver del plano frontal los desplazamientos que se producen después de cada escala del sistema de retención de la Figura 93):

Figura 94.

Sistema de retención con las dimensiones específicas y una apreciación de cómo se corta la caña.



Nota. Esquema del sistema de retención con la acotación respectiva de sus elementos y visualización de su funcionamiento.

Donde puede observarse una caña de azúcar de longitud 800 mm y diámetro 40 mm la cual ya ha pasado por cada una de las retenciones y cortes dejando una longitud sobrante de caña cortada fuera de la cortadora de aproximadamente 95 mm.

Gracias a la Figura 94 se puede ver el distanciamiento entre retención y retención necesaria para el buen funcionamiento del tubo de retención y de su longitud necesaria de 738 mm.

Basado en la Figura 94 se modela el sistema de retención y se obtiene un resultado final que se divide en tres piezas principalmente, el tubo de retención inferior, los tubos de retención que se posicionan en el medio y el tubo de retención superior.

Todos los 3 anteriores tipos de tubos de retención tienen como finalidad guiar a las cañas hacia las cuchillas y retenerlas para su preciso corte, su ensamble conjunto puede entenderse por medio de la Figura 96 del siguiente apartado.

Vale la pena mencionar que todos los 3 tipos de tubos anteriormente explicados son en realidad un ensamblaje entre piezas para formar cada una de las tuberías de retención.

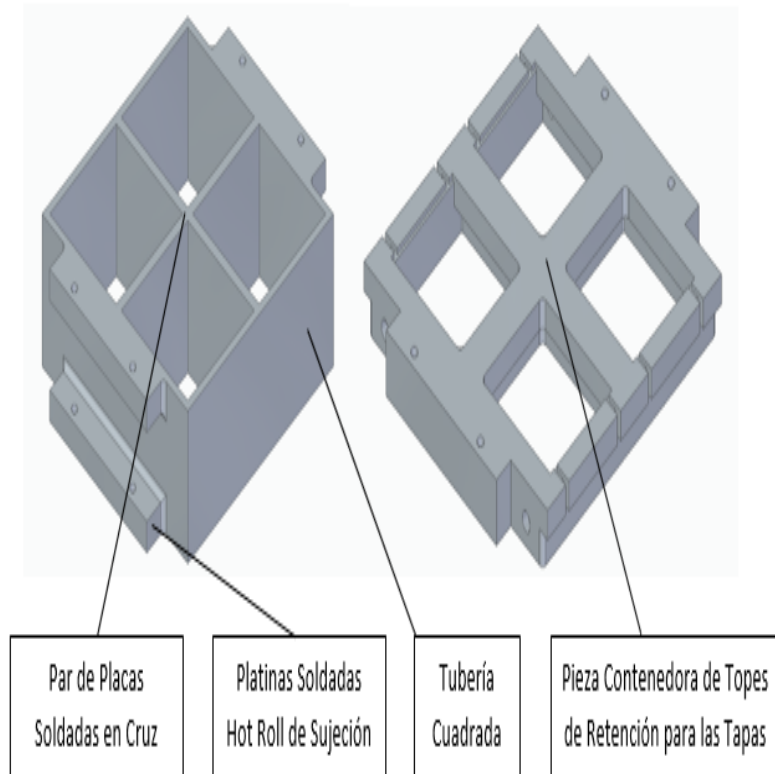
Se hace uso de tubería cuadrada estructural con medias de 150 x 150 x 4 mm a la cual se le secciona en partes para lograr generar las distintas tuberías de retención. La tubería de sección cuadrada se obtiene por medio del catálogo [10] (anexo 7).

Posteriormente se utiliza un par de placas soldadas entre sí de forma perpendicular de grosor 5 mm para formar una especie de cruz la cual va a soldarse de igual forma en el interior de la tubería estructural. De esa forma se genera el seccionamiento necesario para guiar cada caña de azúcar de forma individual. A su vez, se utilizan platinas de Hot Roll material utilizado por la empresa Metalagro Ltda que se soldan de forma conveniente en los laterales de la tubería cuadrada estructural.

Tales platinas, ambas, con agujeros mecanizados los cuales servirán de objeto de sujeción entre la tubería cuadrada y los topos que contienen las tapas de retención. Todo lo anterior se explica gráficamente en la Figura 95:

Figura 95.

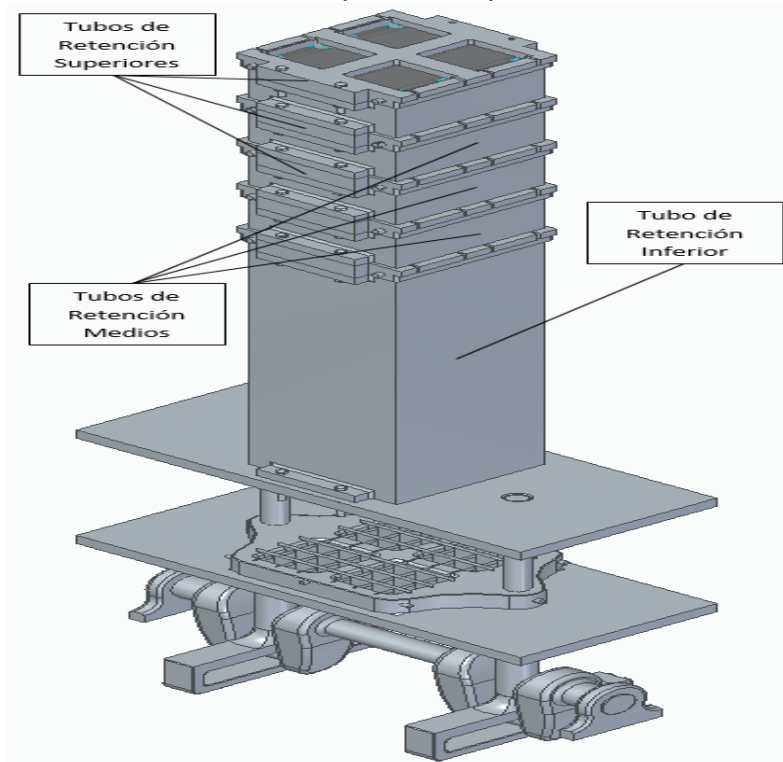
Esquema estructural y tipo de soldadura del sistema de soporte para las placas de retención.



Nota. Placas de retención modeladas con ayuda de simulador con especificación de soldadura a implementar.

Figura 96.

Ensamble total de los tubos de retención en los diferentes sub-niveles que lo componen.

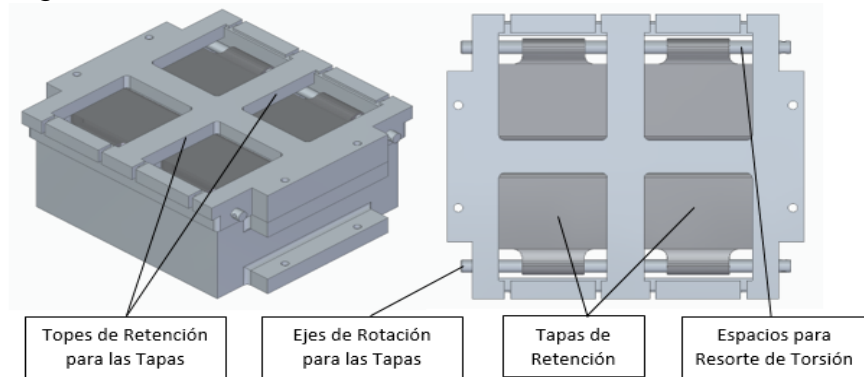


Nota. Esquema del ensamble de los tubos de retención obtenido de modelaciones realizadas de cada los elementos.

De forma más clara, el sistema de retención en forma de ensamblaje entre los tubos de retención y las tapas de retención, se ve en la Figura 97.

Figura 97.

Componentes de las tapas de retención para evitar el regreso de la caña.



Nota. Esquema de funcionamiento de las etapas de retención de la caña de azúcar

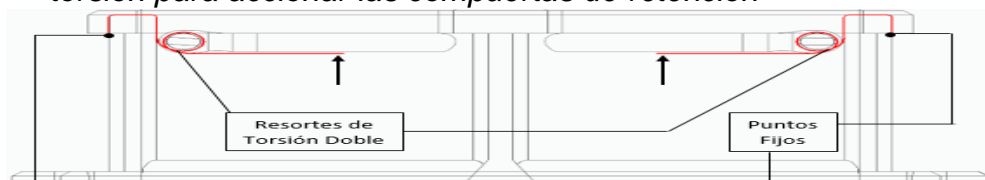
4.8.1 Resorte de retención para las placas

Para el sistema de retención, en el movimiento de devuelta de las tapas a la posición que tienen en la Figura 97, una vez que la caña de azúcar haya pasado a través de la tapa, se hace uso de resortes de torsión doble cuya posición o ubicación será sobre el eje de rotación para las tapas (ver Figura 97), de forma que se ubique en la posición horizontal de las tapas todo el tiempo.

Lo anterior se explica gráficamente en la Figura 98:

Figura 98.

Posición y configuración geométrica de los resortes de torsión para accionar las compuertas de retención



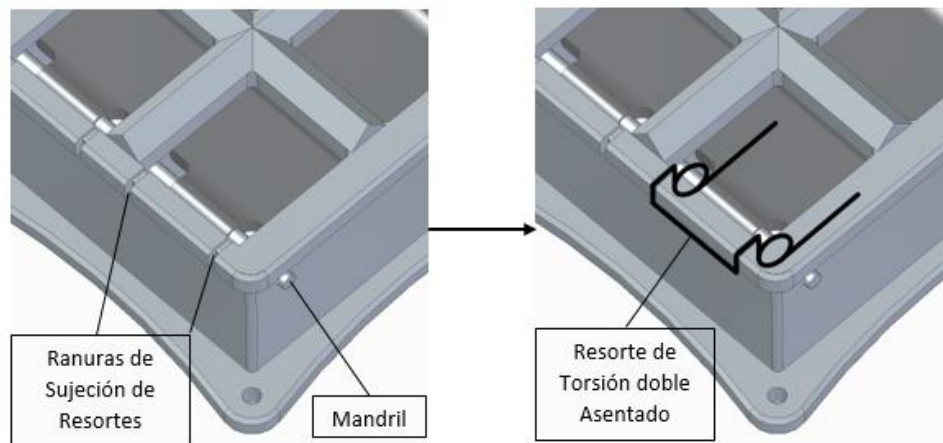
Nota. Forma básica de la tubería de retención, dónde se muestra el sistema que inmoviliza las cañas en su interior.

En la Figura 98, se muestra la tubería de retención ensamblada con las tapas de retención en forma de vista por transparencia, en donde se representan los resortes de torsión doble en color rojo. El funcionamiento va de la siguiente forma:

El resorte de doble torsión tendrá un dobléz a la medida respecto a una ranura que se le realizará a la tubería de retención en su zona superior hasta justo donde se muestra el punto fijo de la Figura 98. Esta ranura se utiliza como objeto de sujeción o asentamiento para el resorte de torsión doble mientras que las piernas del resorte sirven de asentamiento a las tapas de retención. En este caso, el eje del retenedor sirve de mandril para la sección circular del resorte. Todo lo anterior se visualiza como se muestra en la Figura 99.

Figura 99.

Ranura específica para el soporte del resorte en la estructura de retención.



Nota. Visualización de la ranura para la implementación del soporte de resorte en el sistema de la tapa de retención.

La Figura del Asentamiento del Resorte de Torsión. (La tubería de retención mostrada en la Figura 99 no es el diseño definitivo de tal pieza solo es un bosquejo a manera de ejemplo).

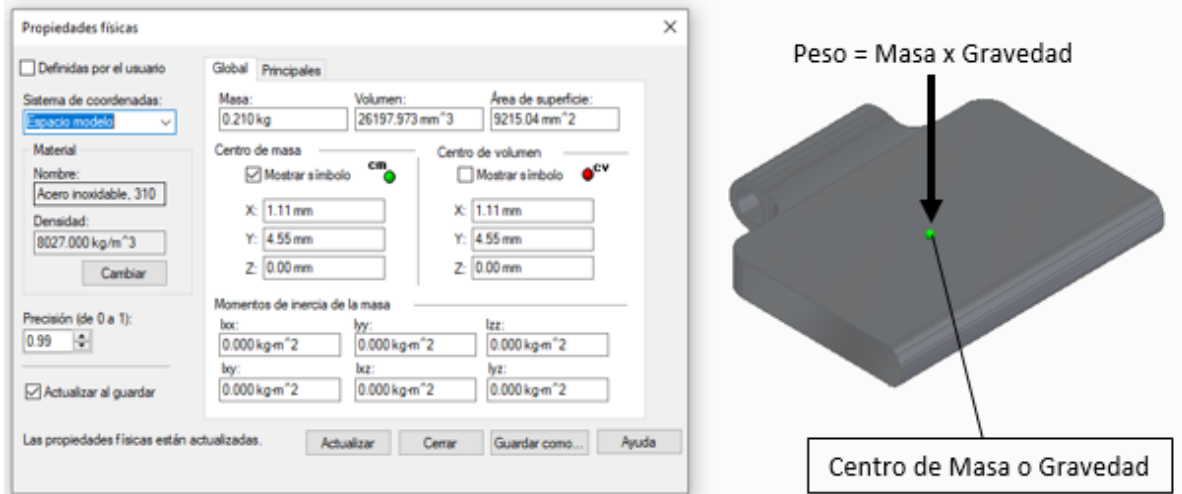
Ahora bien, para el diseño y cálculo de tal resorte de torsión, se hace primero un análisis del peso de la tapa de retención para lograr poner el resorte en una situación crítica y que de esta forma funcione bien en cualquier situación.

Tal situación crítica según los autores es básicamente el momento en el que la caña de azúcar se localiza por acción del operario en la parte superior de la tapa. Justo en ese instante el resorte debe ser capaz de soportar el peso de la tapa generando un sistema estático, pero, al momento que el operario desplace la caña a través de las compuertas o tapas de retención, éste no debe tener que hacer un esfuerzo considerable para romper la estática entre el resorte y la tapa al hacer fuerza sobre ésta, y posteriormente comenzar a introducir la caña en la tubería de retención.

Como se muestra en el apartado 4.7 diseño para la tapa de retención (la cual está completamente definida), se determinaron las dimensiones, geometría y el material de tal pieza. En base a esta información, tenemos las siguientes propiedades físicas de la tapa como se muestran en la Figura 100:

Figura 100.

Centro de masa de la tapa de retención calculado por el software solid edge.

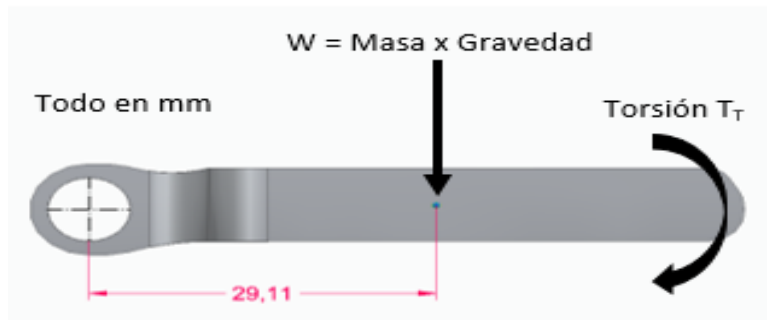


Nota. Resultado gráfico de la simulación por medio de solid edge para la obtención del centro de masa de la tapa de retención.

Para la determinación del momento que se produce a razón de peso de la tapa de retención por acción de la gravedad, el cual se aplica en las piernas de resorte de torsión doble a razón del contacto tapa – piernas del resorte, se toma la siguiente distancia o brazo de torsión y se calcula (basando el cálculo en el diagrama de la Figura 101):

Figura 101.

Momento de torsión para poder mover la placa y así dejar pasar la caña.



Nota. Estado de fuerzas y torque debido al peso de la tapa de retención para realizar el proceso de selección del resorte de torsión.

$$T_T = D * F$$

$$T_T = (29.11 \text{ mm})W$$

$$T_T = (29.11 \text{ mm})(m * g)$$

Donde:

D es la longitud del brazo de torsión 29,11mm, y F la fuerza aplicada para generar tal torsión. T_T es la torsión que se produce a razón del peso de la tapa de retención por acción de la gravedad en N·mm, considerando la fricción entre el eje del retenedor y el cojinete de la tapa de retención como 0. W que es en este caso igual a F es el peso de la tapa en Newton (N), m es la masa de la tapa en kilogramos (Kg) y g es la aceleración de la gravedad igual a $9.81 \frac{m}{s^2}$. Entonces:

$$T_T = (29.11 \text{ mm}) \left(0.210 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$T_T = 60 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Teniendo en cuenta que T_T generará una flexión al momento de descansar o apoyarse sobre las piernas del resorte de torsión. Tal flexión, no puede superar los 15° según los autores por razones de funcionamiento, por lo tanto, para un RATE o razón de torsión por carga de resorte R con unidades $\frac{N \cdot mm}{Deg}$, se tiene:

$$R = \frac{T_T}{\alpha}$$

Donde α es el ángulo desplazado del resorte de torsión, entonces:

$$R = \frac{60 \text{ N} \cdot \text{mm}}{15^\circ}$$

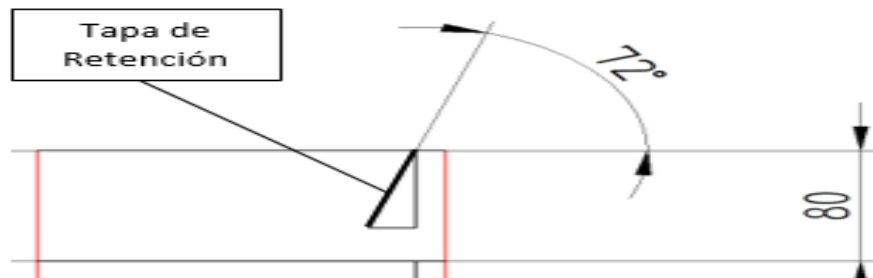
$$R = 4 \frac{\text{N} \cdot \text{mm}}{\text{Deg}}$$

Para el proceso de selección del resorte también hay que determinar el ángulo máximo al que será inclinada la tapa que subsecuentemente será el mismo ángulo al que será inclinado el resorte de torsión.

Este ángulo puede obtenerse por medio de un análisis trigonométrico simple a la Figura 94 como puede verse en la Figura 103.

Figura 102.

Ángulo de inclinación para poder dejar pasar la caña por las tapas de retención.



Nota. Esquema que representa el Angulo de inclinación que debe ser empleado para el ingreso y retención de la caña de azúcar.

Claramente la magnitud del ángulo de inclinación es de 72° que llegará a experimentar el resorte de torsión.

Como variables de selección del resorte, se tienen también: el diámetro exterior del resorte (OUTER DIAMETER), el diámetro del mandril (Mandrel Size), la longitud corporal del resorte (BODY LENGTH), la razón de torsión por carga de resorte (RATE o R como se le nombró anteriormente en su cálculo de determinación) y la deflexión máxima (Max. Defl.).

VARIABLES que se pueden ver representadas en el catálogo [11] utilizado para seleccionar el resorte con propiedades físicas y mecánicas correctas en la Figura 104.

Figura 103.

Catálogo de resortes de torsión especializados



Nota. Resortes de torsión para poder ubicarlos en las tapas de retención
 Fuente: COOLEY DR. COLTON, The spring store;[en línea].
<https://www.thespringstore.com/media/download-pdf-entire/Stock-Torsion-Spring-Catalog.pdf> [Acceso: Noviembre 08,2020]

Las propiedades físicas o geométricas de la tubería de retención, deben cumplir que:

$$OUTER DIAMETER < 17 mm$$

$$Mandrel Size > 7 mm$$

$$BODY LENGTH < 9.43 mm$$

$$RATE > 4 \frac{N \cdot mm}{Deg}$$

$$Max. Defl. > 72^\circ$$

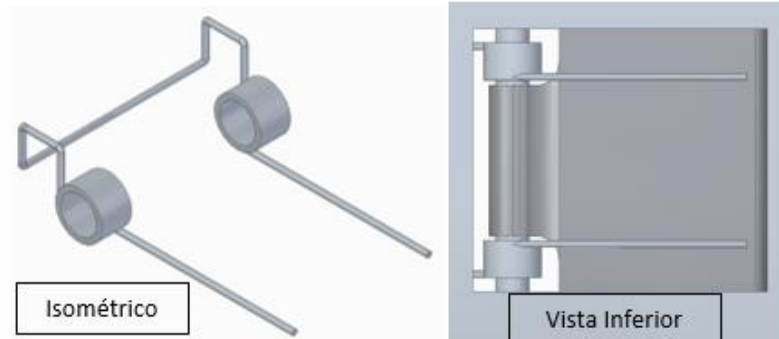
La selección del resorte indicado, que cumple con todas las variables y restricciones anteriores, es el resorte PT054-484-4250-MW-RH-2000-N-IN y PT054-484-4250-MW-LH-2000-N-IN seleccionado de catálogo [11] (ver anexo 8).

Se deben usar dos de los resortes anteriormente mostrados en la Figura 103 (uno de orientación mano izquierda y otro de orientación mano derecha), y diseñarse

específicamente un resorte de torsión doble con las propiedades y dimensiones de la Figura 103 para formar una pieza enteriza. Como tal, el resorte tiene la apariencia física mostrada en la Figura 104, (la hélice del resorte está representada por un cilindro hueco).

Figura 104.

Configuración física para el resorte de torsión con las características de carga especificadas.



Nota. Resorte de torsión de la tapa de retención moldeado con ayuda de simulador con especificación de cargas actuantes.

Se hace una verificación de la selección del eje de retenedor el cual se encarga de servir de eje de rotación a la tapa de retención y de mandril al resorte de torsión doble.

Las cargas que va a recibir el eje de retención serán el peso de la tapa de retención y parte de la fuerza necesaria para generar la flexión al resorte de torsión al momento de introducir la caña de azúcar, ya que, el tope del tubo de retención (que se verá a continuación con más detalle), recibe toda la carga F_C en el momento en el que la tapa o compuerta retiene la caña para su corte. Por lo tanto, se calcula el esfuerzo cortante que reside en el eje como sigue:

$$\tau_{cortante} = \frac{W + F_O}{A}$$

F_O hace referencia a la fuerza necesaria a aplicar por parte del operario a una caña para abrir una tapa de retención.

$$R = \frac{T}{\alpha} = \frac{D * F_o}{\alpha}$$

Entonces,

$$F_o = \frac{R * \alpha}{D}$$

Por lo tanto:

$$\tau_{cortante} = 2 * \frac{m * g + \frac{2R * \alpha}{D}}{\frac{\pi}{4} \phi_{er}^2}$$

Donde m es la ya mencionada masa de la tapa en kg, g la aceleración de la gravedad y ϕ_{er} el diámetro del eje de retención en m, R es el denominado RATE del resorte de torsión que se multiplica entre dos a razón de que es de torsión doble en $\frac{N \cdot mm}{Deg}$, α es el ángulo máximo que se rotará o torsionará el resorte en grados, y D es el brazo de torsión que se toma desde el punto de rotación del resorte hasta el centro de masa de la tapa de retención en mm. El cociente 2 a toda la ecuación se da porque cada eje sostendrá dos tapas. Entonces:

$$\tau_{cortante} = \tau_{permissible}$$

$$\tau_{permissible} = \frac{\tau_U}{F.S.}$$

El factor de seguridad para este eje de retención es una magnitud de F.S. = 2 por las propiedades de trabajo a las cuales se someterá.

Tabla 50.

Factor de seguridad para el eje que soportara el resorte de retención.

Eje para el resorte	
nx	1,6
x	
ny	1,2
y	
F.S	2,08

Nota. Factor de seguridad que resista a compresión de resorte generado por la carga de la caña.

Adicionalmente se utiliza como material del eje de retención, un Acero SAE Inoxidable 410 cuyo esfuerzo último $\tau_U = 448.159 \text{ MPa}$. Entonces:

$$\tau_{permissible} = \frac{448.159 \text{ MPa}}{2}$$

$$\tau_{permissible} = 224.08 \text{ MPa} \frac{1e^6 \text{ Pa}}{\text{MPa}}$$

Por lo tanto:

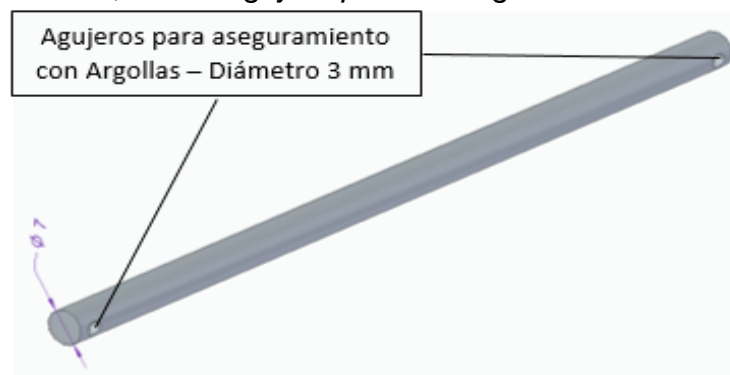
$$\varnothing_{er} = \sqrt{2 * \frac{m * g + \frac{2R * \alpha}{D}}{\frac{\pi}{4} \tau_{cortante}} * 1000} \text{ [mm]}$$

$$\varnothing_{er} = 0.5 \text{ mm}$$

El valor de \varnothing_{er} es apreciablemente bajo a razón de que las cargas que recibe son considerablemente bajas. La magnitud de $\varnothing_{er} = 0.5 \text{ mm}$ está considerablemente por debajo del diámetro \varnothing_{er} asignado por los autores al eje del retenedor el cual es $\varnothing_{er} = 7 \text{ mm}$. Se da este valor a razón de que, geoméricamente hablando, es necesario que sea de tal magnitud para que no reciba ningún esfuerzo o carga por parte de la caña de azúcar al momento de su corte y que, por el contrario, toda esa carga se de en las caras de las tapas de retención que se encuentran en contacto con los topes del tubo de retención. Se muestra entonces el eje de retención en su forma final en la Figura 105:

Figura 105.

Configuración geométrica del eje para el resorte, con el agujero para las argollas.



Nota. Modelación del eje de resorte con ayuda de simulador con la implementación de agujeros sobre el eje con el fin de evitar desplazamiento.

En la Figura 105 se observa un detalle denominado “Agujeros para aseguramiento con Argollas”, los cuales son agujeros que evitan el desplazamiento del eje sobre su longitud una vez ensamblado en la tubería de retención a razón de movimiento de las tapas.

Tal aseguramiento se dará por medio de argollas metálicas que se ensamblarán en el interior de los agujeros de aseguramiento generando un entramamiento y restricción de movimiento sobre su eje o longitud. Tales argollas tienen la forma física mostrada en la Figura 106.

Figura 106.

Argollas aseguradoras para el eje de soporte en el resorte torsor.



Nota. Argollas para poder evitar el movimiento axial que se produzca en el eje. Fuente: Curtidos cabezas, ARGOLLAS O ANILLAS, PARA LLAVEROS; [En línea]. <https://www.curtidoscabezas.com/es/fornituras-ollados-hebillas-conchos-abalorios/761-argolla-para-llaveros.html> [Acceso: Noviembre 08,2020]

4.8.2 Pernos sujetadores para las piezas del sistema de retención

Los pernos que se usarán para sujetar cada una de las piezas del sistema de retención que se muestran en la Figura 96 página 187, se calculan teniendo en cuenta que estos van a recibir la carga F_C de corte de 4 cañas de azúcar en forma de tensión, en decir, la fuerza F_C tiende a estirar los pernos sobre toda su longitud mientras que estos sujetan las dos piezas que se muestran en la Figura 94.

Por lo tanto:

$$\sigma_{tensión} = \frac{F_C}{A}$$

$$\sigma_{tensión} = \frac{F_C}{4A}$$

La fuerza F_C se divide entre 4 a razón de que cada uno de los pernos va a soportar la tensión (producida a razón de la sujeción entre pieza y pieza), de una caña individualmente, al ser cuatro cañas y cuatro pernos respectivamente. Entonces:

$$A = \frac{\pi}{4} \varnothing_{perno}^2 = \frac{F_C}{4 \sigma_{tensión}}$$

$$\varnothing_{perno} = \sqrt{\frac{F_C}{\pi * \sigma_{tensión}}}$$

Tomando un factor de seguridad F.S. = 1.5 según el rango de las cargas estáticas y teniendo en cuenta que el material utilizado para la fabricación de los pernos será uno de grado de resistencia 4.8 dentro de la nomenclatura de la norma DIN, cuyas propiedades mecánicas se pueden apreciar en la referencia [12].

Tabla 51.

Factor de seguridad para los pernos sujetadores.

Pernos sujetadores	
nxx	1,3
nyy	1,2
F.S	1,5

Nota. Factor de seguridad apreciable para los pernos sujetadores de las estructuras de soporte en la máquina.

Se tiene entonces:

$$\sigma_{tensión \text{ o tracción}} = \sigma_{permisible}$$

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{\text{Resistencia a la Tracción}}{F.S.} = \frac{420 \text{ MPa}}{1.5}$$

$$\sigma_{\text{permisible}} = 280 \text{ MPa}$$

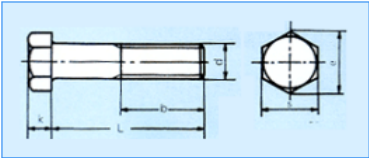
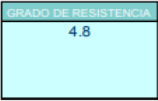
Por lo tanto:

$$\varnothing_{\text{perno}} = 5 \text{ mm}$$

Según el resultado obtenido el perno correcto para la aplicación correspondiente, es uno de referencia: PERNO HEXAGONAL MEDIA ROSCA DIN 601 – M5 con longitud 50 mm como puede verse en el catálogo [13] (ver anexo 9) de la tabla 52.

Tabla 52.

Selección del perno hexagonal para sujetar placas

PERNO HEXAGONAL MEDIA ROSCA											DIN 601
											
mm											
Rosca	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36
Paso	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	3	3.5	4
b	L ≤ 125	16	18	22	26	30	38	46	54	60	78
	125 < L ≤ 200	22	24	28	32	36	44	52	60	66	84
	L > 200	35	37	41	45	49	57	65	73	79	97
k	3.5	4	5.3	6.4	7.5	10	12.5	15	17	18.7	22.5
e	8.63	10.89	14.2	18.72	20.88	26.17	32.95	39.55	45.2	50.85	60.79
s	8	10	13	17	19	24	30	36	41	46	55
L	25-50	30-60	35-80	40-100	45-100	55-100	65-200	80-240	90-300	90-300	300

Nota. Selección de los pernos más adecuados para la aplicación de tensión entre placas y los pernos hexagonales. Fuente: Gestión de comprar, Tuerca hexagonal media rosca; [En línea]. https://www.gestiondecompras.com/files/products/mechanic_al_components_hardware/pernos_tornilleria_tuercas_arand_elas_varilla_roscada_din_933_934_7989_125_127_4034_975_555_iso.pdf [Acceso: Noviembre 08,2020]

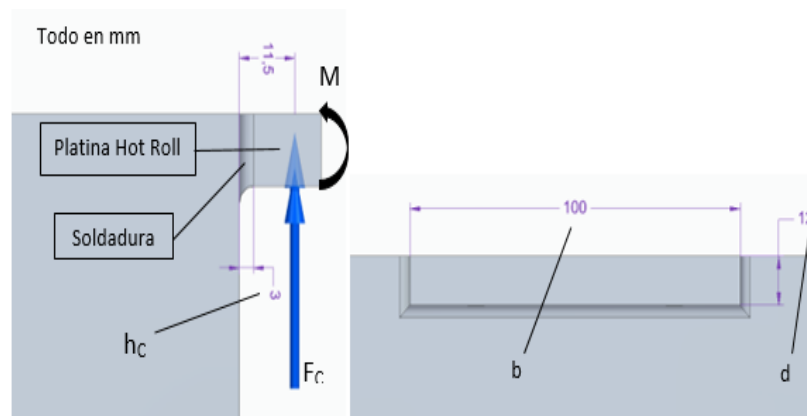
4.8.3 Soldadura de unión para el sistema de retención

La zona o lugar de mecanizado para el agujero correspondiente al perno de la tabla 52 calculado anteriormente reside en la platina Hot roll que se soldará a la tubería cuadrada de la Figura 93 tal soldadura puede visualizarse en la Figura 95 página 186 en el apartado denominada como platinas Hot Roll de sujeción.

Para determinar el estado de esfuerzos en los filetes de las soldaduras entre la tubería cuadrada y la platina Hot roll, se lleva a cabo el proceso de cálculo desarrollado en el artículo nombrado CÁLCULO DE UNIONES SOLDADAS [14] donde se encuentra una situación muy similar a la que se presenta al momento de aplicar la carga F_C en los pernos, los cuales, general una flexión que se muestra en la Figura 107 la cual genera esfuerzos en los filetes de la soldadura.

Figura 107.

Lugar de soldadura que se debe aplicar para soportar las platinas.

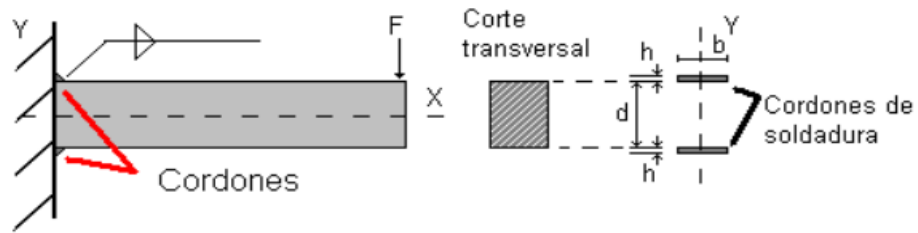


Nota. Estado de fuerza y flexión para el cálculo de la soldadura para la tubería usada en el ensamble del sistema de retención., cotas en mm.

La Figura 107 muestra la situación de flexión producida en la platina Hot Roll que genera esfuerzos en la soldadura, situación análoga a la de la Figura 108, donde la fuerza F es análoga a la F_C y los cordones de soldadura a la soldadura de la platina.

Figura 108.

Tipo de cordón de soldadura aplicada para las uniones



Nota. Cordones utilizados por las diferentes soldaduras que se generen en una estructura a soldar. Fuente: Pablo Ringegni, Cálculos de uniones soldadas, sexta edición-2013, tomado de página 10; 13].

Según el artículo antes mencionado, Cálculo de uniones soldadas [14] un esfuerzo normal ($\hat{\sigma}$) por flexión en las juntas, que es perpendicular al área de la garganta, y como ya vimos en la práctica se lo suele suponer de igual magnitud que el esfuerzo cortante τ en la Figura 109

Figura 109.

Ecuación tomada del libro cálculo de uniones soldadas, esfuerzos cortantes máximo.

$$\tau \cong \sigma = \frac{M}{0,707 \cdot h_c \cdot b \cdot d}$$

Nota. Ecuación que representa el cálculo de uniones soldadas con sus respectivas variables de esfuerzos cortantes y máximos. Fuente: Pablo Ringegni, Cálculos de uniones soldadas, sexta edición-2013, tomado de página 14[; 13]

Siguiendo la metodología de la Figura 109 se encuentra:

$$\tau_{soldadura} = \frac{M}{0.707 \cdot hc \cdot b \cdot d} = \frac{0.0115m \cdot F_C}{0.707 \cdot hc \cdot b \cdot d}$$

Teniendo en cuenta las dimensiones mostradas en la Figura 108, se reemplaza y se obtiene:

$$\tau_{soldadura} = 79522.24 \text{ KPa} \frac{0.001 \text{ MPa}}{\text{KPa}}$$

$$\tau_{soldadura} = 79.5 \text{ MPa}$$

Tomando un factor de seguridad para este esfuerzo igual a F.S. = 2 para esfuerzos en estructuras estáticas se obtiene entonces el esfuerzo que se producirá en la soldadura como sigue:

$$\tau_{soldadura \text{ perm}} = F.S. \cdot \tau_{soldadura}$$

$$\tau_{soldadura \text{ perm}} = 160 \text{ MPa}$$

Donde $\tau_{soldadura \text{ perm}}$ es el esfuerzo permisible para la soldadura teniendo en cuenta un sobredimensionamiento de seguridad.

Según Pablo Ringegni [14] se tiene un rango de valores de esfuerzo de fluencia y últimos para distintos tipos de soldadura (en cuanto al número de electrodo), el cual se muestra en la tabla 53.

Tabla 53.

Rango de valores de esfuerzo de fluencia último y tipos de soldadura.

NÚMERO DE ELECTRODO	RESISTENCIA ÚLTIMA kpsi (MPA)	RESISTENCIA DE FLUENCIA kpsi (MPA)	ELONGACIÓN %
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Nota. Esfuerzos de fluencias resistentes para los diferentes tipos de soldaduras que se pueden aplicar con respecto a los electrodos. Fuente: Pablo Ringegni, Cálculos de uniones soldadas, sexta edición-2013, tomado de página 15[; 13]

Comparando el valor de $\tau_{soldadura\ perm}$ entre los valores de la tabla 53., puede observarse que no se sobrepasa ninguno de los valores de esfuerzo a resistencia última o de fluencia, por lo que se concluye que la soldadura trabajará de forma aceptable.

4.8.4 Validación de la simulación en el diseño de las tuberías

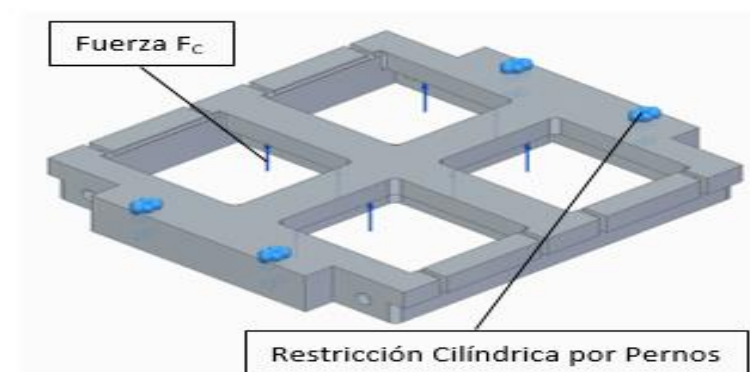
Se procede a hacer validación del diseño de las tuberías de retención mostradas en la Figura 96 por medio de métodos por elementos finitos teniendo en cuenta primero la determinación del diámetro de los pernos que sujetarán el ensamble.

Gracias a la complejidad de la pieza se utilizará la simulación por elementos finitos como medio principal de determinación del buen funcionamiento mecánico y determinación del material correcto o necesario para la pieza en cuestión.

Como tal, la forma final de los topes de retención con la carga $F_C = 17.6$ kN aplicada en los topes correspondientes a cada caña de azúcar, junto con las restricciones correspondientes a la sujeción por pernos es como se puede observar en la Figura 110.

Figura 110.

Fuerza actuante con respecto a los pernos de fijación.



Nota. Estado de fuerzas y restricciones para la tubería encargada de contener los resortes y las tapas de retención necesarias para su simulación por elementos finitos.

Realizando tres simulaciones con tres diferentes tamaños de malla para lograr encontrar una convergencia aproximadamente igual de los resultados, se obtienen los resultados visibles en la Tabla 54 e ilustraciones 111, 112 y 113.

Tabla 54.

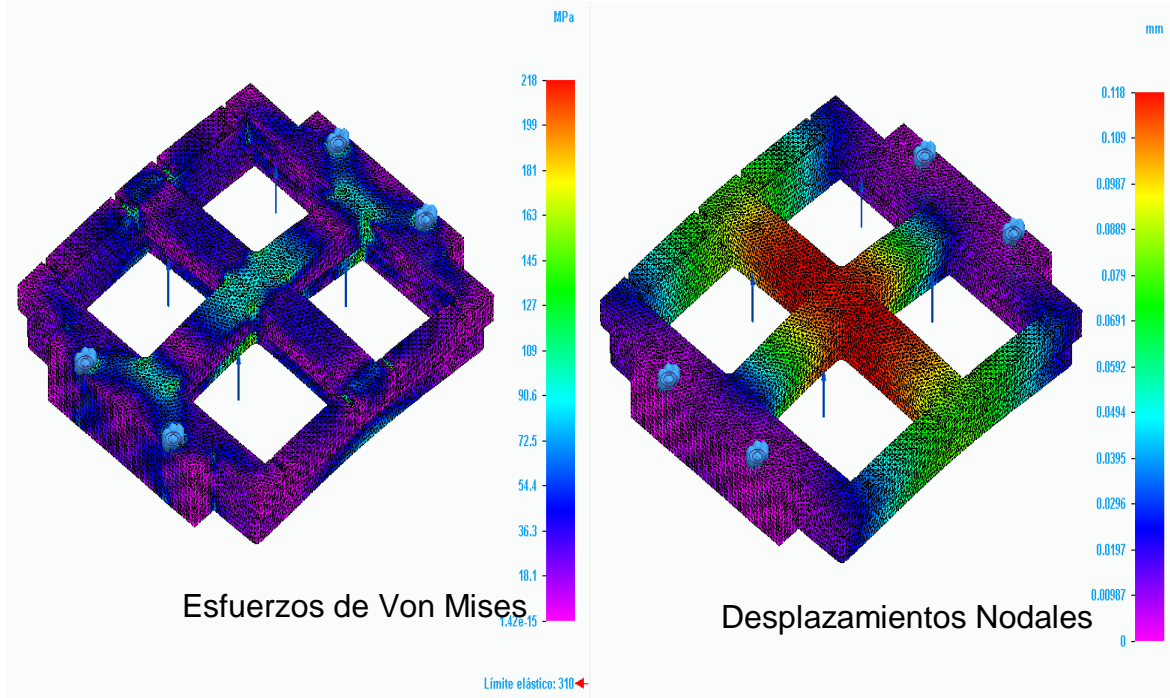
Datos de los tamaños de malla para la simulación de la tapa

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	1.86	1.63	1.39	—
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	218	242	242	2
Desplazamiento Máx. (mm)	0.118	0.119	0.119	1

Nota. Tamaños de las mallas tetraédricas representadas en los diferentes simuladores de solid edge.

Figura 111.

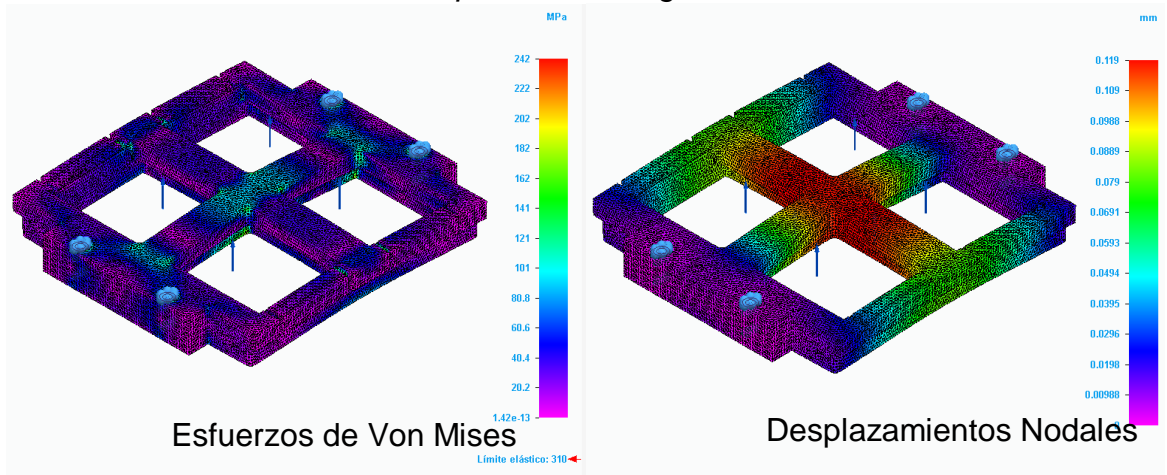
Tamaño de malla 1.86 mm para la convergencia en simulación 1.



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la primera variación de tamaño de la malla.

Figura 112.

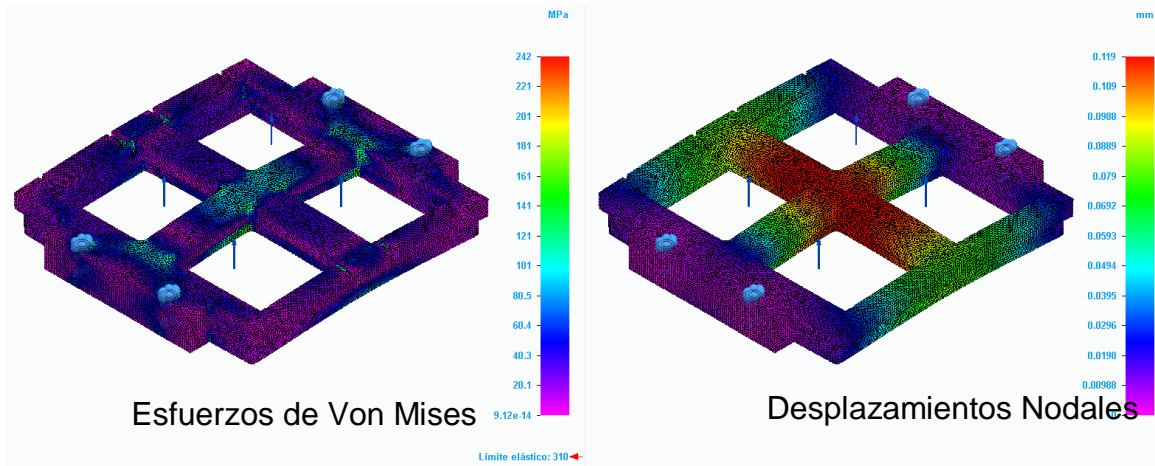
Tamaño de malla 1.63 mm para la convergencia en simulación 2



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la segunda variación de tamaño de la malla.

Figura 113.

Tamaño de malla 1.39 mm para la convergencia en simulación 3



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la tercera variación de tamaño de la malla.

Como ya se mencionó, las anteriores simulaciones corresponden a las validaciones del tubo de retención superior, pieza que contendrá los resortes de torsión doble y tapas de retención, a continuación, se simula el tubo de retención medio. Las restricciones, cargas y ubicación de las cargas en la tubería de retención media son iguales a las de la tubería de retención superior (Figura 110), y se muestran en la Figura 114.

Figura 114.

Tubería de retención superior para el soporte de la sección de las tapas.



Nota. Modelamiento gráfico de la tubería de retención para el posterior ensamblaje de las tapas del sistema de retención.

Los resultados, haciendo la misma variación de tamaño de malla para encontrar la convergencia, puede verse en la Tabla 50 e ilustraciones 115, 116 y 117.

Tabla 55.

Tabla 55.

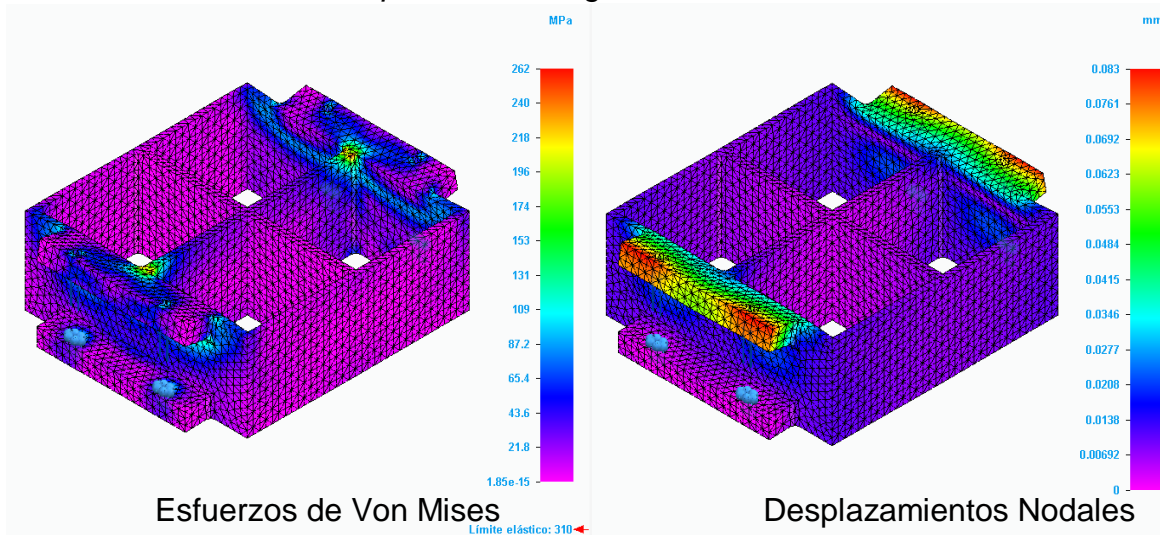
Datos de los tamaños y esfuerzos que se producen en la variación de los datos.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	4.34	3.8	3.26	_____
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	262	263	262	2
Desplazamiento Máx. (mm)	0.083	0.0835	0.0838	1

Nota. Esfuerzos que se producen en los modelamientos gráficos de los diferentes tipos de enmallado.

Figura 115.

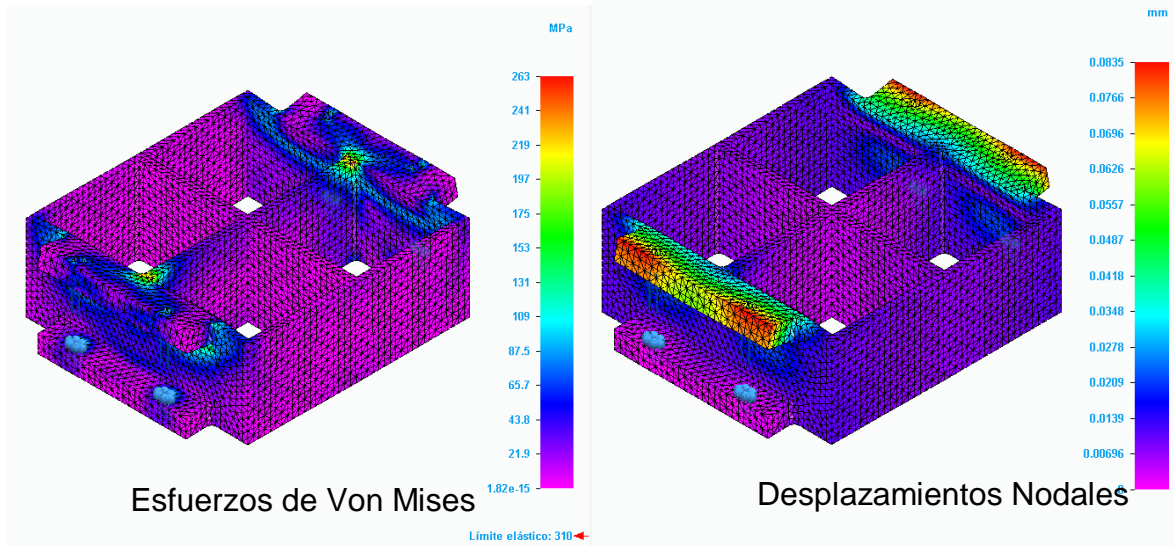
Tamaño de malla 4.34 mm para la convergencia en simulación 1



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la primera variación de tamaño de la malla.

Figura 116.

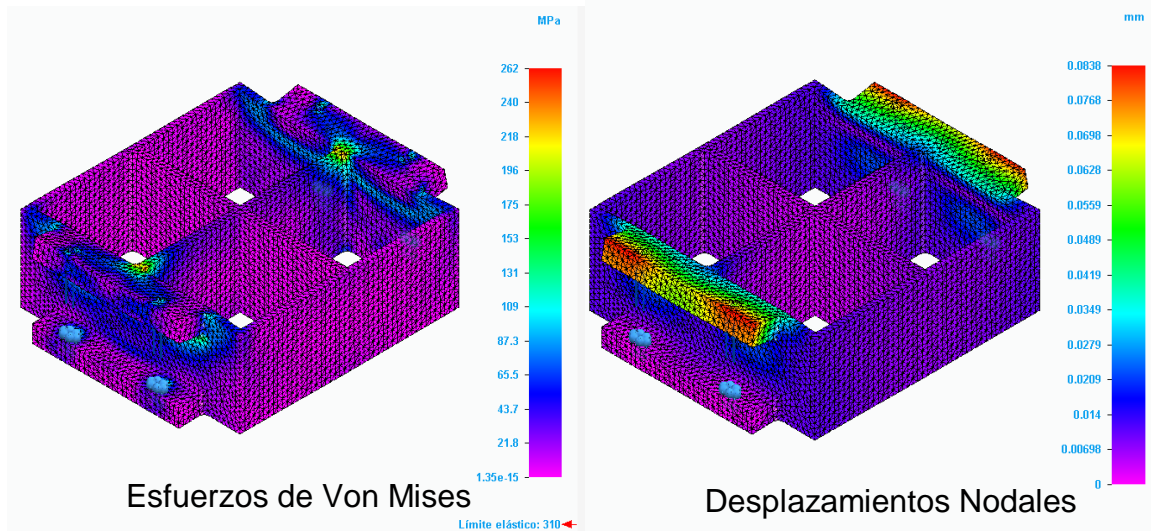
Tamaño de malla 3.8 mm para la convergencia en simulación 2



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la segunda variación de tamaño de la malla. *Fuente: Elaboración propia.*

Figura 117.

Tamaño de malla 3.26 mm para la convergencia en simulación 3



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la tercera variación de tamaño de la malla.

Por último, se realizan las simulaciones de la tubería inferior, cuyos resultados en la variación de tamaño de malla se observa en la Tabla 56. e ilustraciones 118, 119, y 120.

Tabla 56.

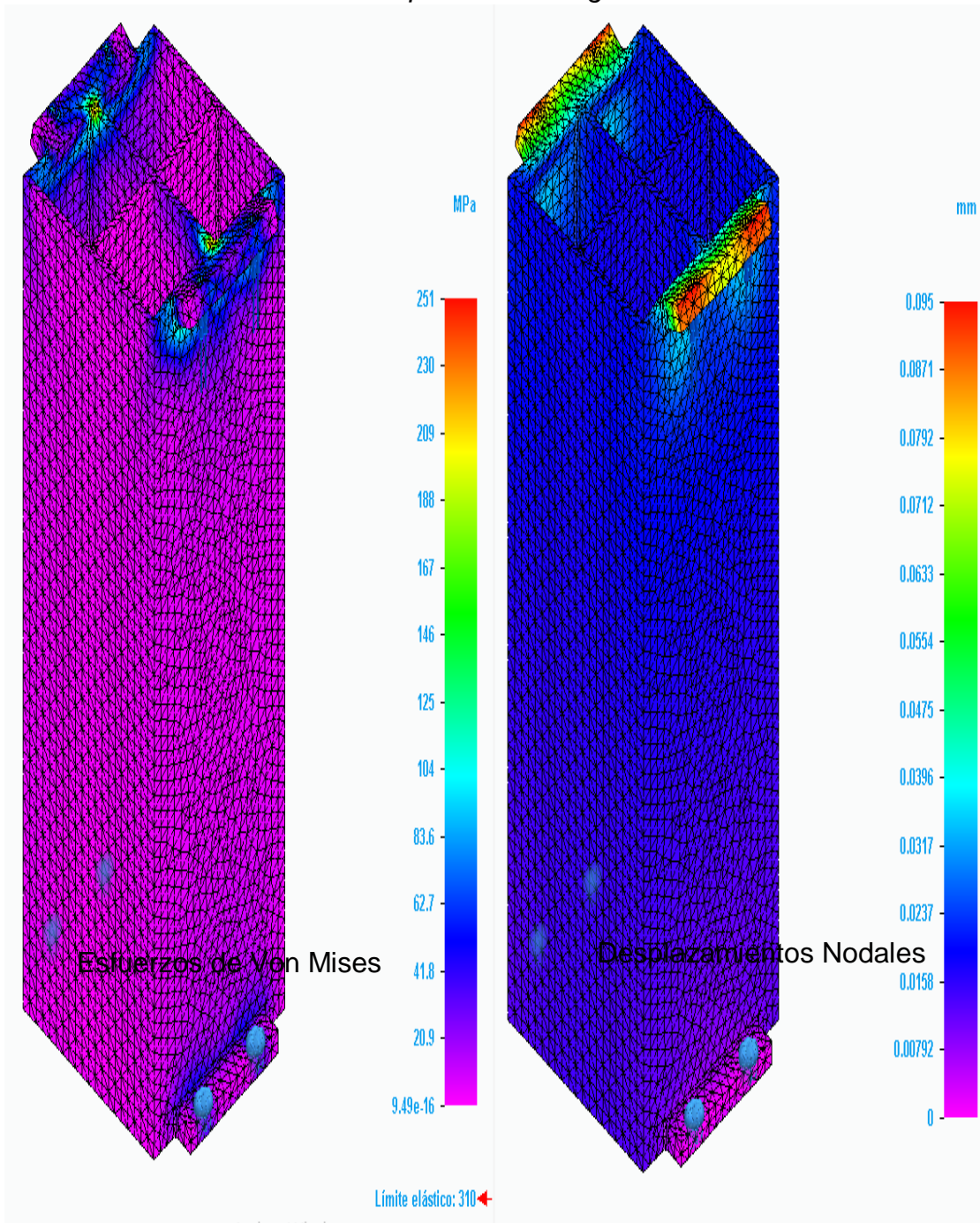
Datos de los tamaños y esfuerzos que se producen en la variación de los datos.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	7.51	6.26	4.38	—
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	251	256	253	2
Desplazamiento Máx. (mm)	0.095	0.0962	0.0973	1

Nota. Variación de los datos obtenidos en los tubos de retención finales a diseñar con la carga suministrada.

Figura 118.

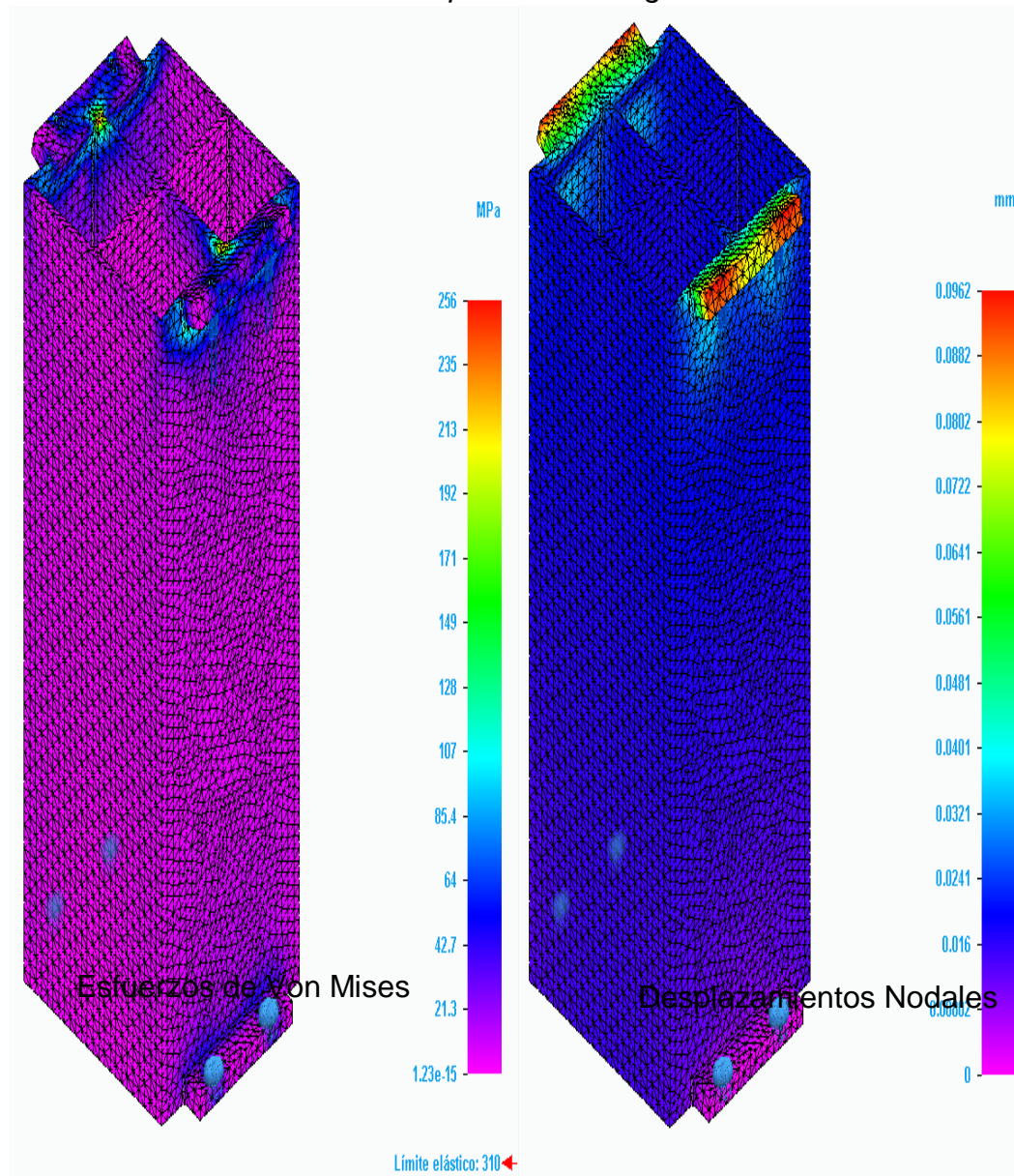
Tamaño de malla 7.51 mm para la convergencia en simulación 1



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la primera variación de tamaño de la malla.

Figura 119.

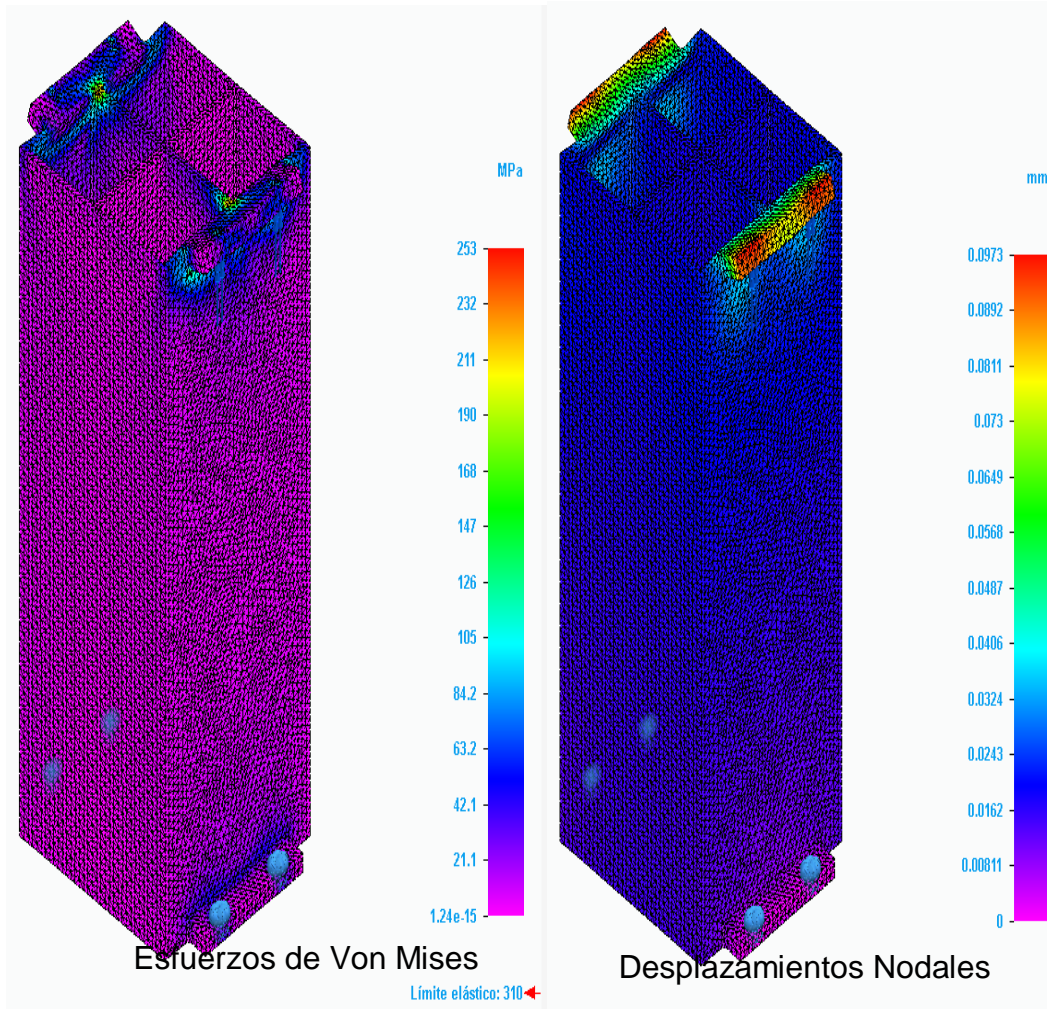
Tamaño de malla 6.26 mm para la convergencia en simulación 2



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la segunda variación de tamaño de la malla.

Figura 120.

Tamaño de malla 4.38 mm para la convergencia en simulación 3



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos con la segunda variación de tamaño de la malla. *Fuente: Elaboración propia.*

Como puede verse en las simulaciones llevadas a cabo la magnitud más alta de esfuerzo de von mises para las tres tuberías de retención (superior, media e inferior), es de 263 MPa con un desplazamiento máximo de aproximadamente 0.12 mm, valores correspondientes a la pieza de la Figura 114.

Los valores dan una visión bastante acertada de lo que sería el estado de esfuerzos de las tuberías de retención en conjunto al momento de detener las 4 cañas en su interior

para su posterior corte, dando como resultado valores de esfuerzo manejables respecto a los materiales utilizados.

Para validar entonces el hecho de la no rotura o falla por parte de ninguna de las piezas simuladas, se hace la correspondiente comparación a las propiedades mecánicas del material tanto de la tubería cuadrada fabricada en Acero Estructural Negro A500 Grado C según el catálogo [15] (ver anexo 10), los tubos de retención superiores visibles en la Figura 96.

El Acero Estructural Negro A500 Grado C cuenta con las propiedades mostradas en la tabla 57.

Tabla 57.

Propiedades mecánicas del acero A500 grado C.
Especificaciones Técnicas

ASTM A500		Resistencia a la Fluencia, min.		Resistencia a la Tracción, min.		Elongación, min.
		MPa	psi	MPa	psi	%
Redondo	Grado A	230	33000	310	45000	25
	Grado C	315	46000	425	62000	21
Cuadrado y Rectangular	Grado A	270	39000	310	45000	25
	Grado C	345	50000	425	62000	21

Tolerancias	
Longitud ≤ 6,5m	-6mm, +13mm
Longitud > 6,5m	-6mm, +19mm
Espesor de pared	± 10%

Para otras tolerancias remitase a la norma ASTM A 500

Nota. Perfil estructural con propiedades mecánicas del acero A500 grado C. Fuente: Acesco, Mejores materiales, Ficha técnica metal tub, "Tubería estructural y cerramiento"; [En línea] [https://neufert-cdn.archdaily.net/uploads/product_file/file/25352/Ficha Te%CC%81cnica - Metaltub.pdf](https://neufert-cdn.archdaily.net/uploads/product_file/file/25352/Ficha_Te%CC%81cnica_Metaltub.pdf) . [Acceso: noviembre 08,2020]

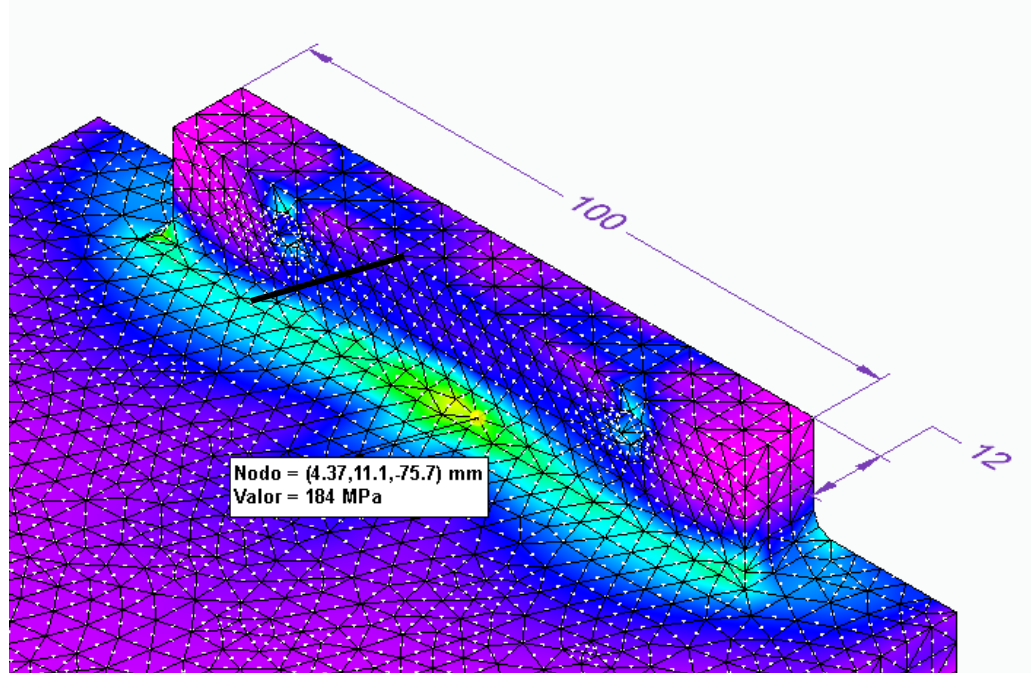
Donde puede comprobarse que no se supera ni el esfuerzo de fluencia o atracción para el Acero A500 Grado C teniendo como esfuerzo máximo 253 MPa. Por lo tanto, el diseño es aceptable y no supera el rango elástico ni se aproxima a la rotura o falla.

Para terminar con la validación del diseño en cuestión, se compara ahora el esfuerzo de la soldadura $\tau_{soldadura\ perm} = 160\ MPa$ calculado anteriormente con la simulación por

medio del método de los elementos finitos mostrada en la Figura 114, pero tomando el esfuerzo puntual o nodal correspondiente a la zona de la soldadura con mayor magnitud como se muestra en la Figura 121.

Figura 121.

Simulación del esfuerzo producido en el punto de soldadura aplicar.



Nota. Resultados gráficos de las simulaciones por medio de elementos finitos obteniendo de esta manera el esfuerzo producido en el punto de soldadura, *cotas en mm.*

El valor de esfuerzo para la zona crítica de la soldadura es de magnitud 184 MPa. Comparándolo con el cálculo realizado por medio de la Figura 113, se tiene una diferencia de aproximadamente 20 MPa que puede deberse a la simpleza del cálculo del esfuerzo en la soldadura llevado a cabo, o, que es lo mismo, la mayor complejidad presente en la pieza total de la Figura 121. Aun así, se siguen cumpliendo los límites de esfuerzo último y esfuerzo de fluencia mostrados anteriormente en la tabla 53 por lo que se concluye que el diseño es aceptable.

4.9 Camisa anti-fricción para el yugo escoses

El sistema de corte que se diseño requiere transmitir la potencia por medio de un yugo escoses, este mecanismo tiene una gran desventaja y es la fricción que se produce por la manera en que se desliza el eje motriz en el yugo.

Al ser el eje un material de alta resistencia en sus propiedades mecánicas, mencionado en el apartado 4.5, se requiere realizar una camisa para evitar el contacto directo entre dos materiales de las mismas características mecánicas, porque esto produce un efecto de la “tribología, ciencia que estudia la fricción, el desgaste y la lubricación, comprendiendo la interacción de las superficies en movimiento relativo, en sistemas naturales y artificiales. Esto incluye el diseño de cojinetes y su lubricación.” [16]

Con el objetivo de darle una vida útil finita a las piezas de la máquina yugo y eje motriz, se referencian diferentes investigaciones del comportamiento que se produce entre materiales al contacto con el acero AISI 4340 [17], según los aportes del documento el mejor material que resiste el desgaste y las propiedades tribológicas es el bronce al aluminio o SAE 68.

Las propiedades mecánicas de resistencia al desgaste son las más altas al ponerlo en contacto con el AISI 4340, aun así, al no ser un material tal comercial a nivel nacional, se decide buscar otro tipo de bronce que es el porcentaje de aleación a considerar principalmente en los materiales que lo componen.

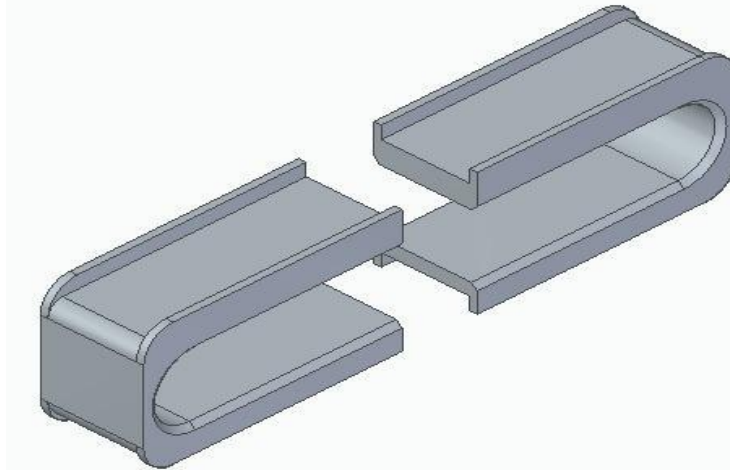
Industrial Okendo S.A. de C.V [18] (ver anexo 11) es una empresa dedicada a la comercialización de materiales al bronce, con información preliminar de las propiedades mecánicas y la utilidad que le dan a cada material dependiendo del trabajo que se deba someter, se encontró que, el bronce pre lubricado o sinterizado SAE 841 es el más óptimo para la aplicación mecánica de este componente.

“Este material contiene poros interconectados impregnados de aceite. El bronce aceitado se separa del material con el que fricciona por la acción de una película de aceite

mientras exista movimiento, en el momento en que se detiene el movimiento el aceite es reabsorbido por los mismos poros que existen en el bronce.” [18]

Figura 122.

Camisa anti-fricción para ensamblar al yugo escoses.



Nota. Diseño de la camisa anti fricción para colocarla en el yugo escoses, evitando desgaste abrasivos.

4.9.1 Desgaste lineal deslizante

El mayor factor a tener en cuenta al momento de crear la camisa anti-fricción es el desgaste que se produce del uso operativo de la máquina.

Según la empresa Metalagro Ltda un trapiche R4-S, opera 2 horas diarias en 2 días a la semana con un promedio de vida útil para 3 años en los cojinetes del trapiche, se tiene en total un número de 149760 minutos de trabajo antes de cambiar la pieza ya desgastada.

Con las horas de trabajo que va a estar expuesta la máquina se realiza el cálculo de desgaste según el libro diseño de ingeniería mecánica [19]. Donde se debe tener en cuenta todos los factores que derivan un criterio experimental previamente mencionado en el libro. La carga radial del sistema es la fuerza de corte que se requiere para cortar la caña, pero, dividida en dos partes $17.6 \text{ KN}/2= 8,8 \text{ KN}$ porque son dos camisas de iguales dimensiones, pero diferentes posiciones que soportaran esta carga.

Tabla 58.

Variables para el cálculo del espesor de desgaste de la camisa

Factores para el desgaste en la camisa con el material SAE 841	
K= Factor de desgaste	102(10 -10)
F1=Factor del movimiento	1
F2= Factor ambiental	1
t= tiempo de trabajo	37440 minutos
F= carga radial	8,8 KN= 1978,319lbf
V=velocidad	---
L=longitud de deslizamiento	12.98 pul
D= diámetro mayor	0.98 pul
N= RPM	16 rpm
W= espesor de desgaste	----

Nota. Cálculos con sus respectivas variables para el diseño del espesor que requiere la camisa anti-fricción.

Presión máxima permitida:

$$P_{max} = \frac{4F}{\pi DL}$$

$$P_{max} = \frac{4 * 1978,319lb}{\pi * 0,98 in * 12,98 in}$$

$$P_{max} = 198.01 psi < 3560psi \text{ (aceptable)}$$

Presión nominal en el área de contacto:

$$P_{max} = \frac{F}{DL}$$

$$P_{max} = \frac{1978,319lb}{0,98 in * 12,98 in}$$

$$P = psi$$

Velocidad permitida de operación: $V = \frac{\pi Dn}{12}$

$$V = \frac{\pi 0,98in * 16rpm}{12}$$

$$V = 4.1 \frac{ft}{min} < 100 ft/(aceptable)$$

Cálculo de espesor:

$$w = F_1 F_2 \frac{K * F * n * t}{3L}$$

$$w = 1 * 1 \frac{102 \times 10^{-10} * 1978,317 lb * 16 RPM * 37440 min}{3 * 12,98 in}$$

$$w = 0.3 pul = 7,8 mm \text{ se aproxima } = 8 mm$$

Las variables apreciables de trabajo para la camisa anti-fricción se tiene que el espesor total debe ser de 8 mm para darle una vida de resistencia alta sin lubricación constante antes de cada operación de trabajo sobre el sistema, al seleccionar el mejor lubricante aceite SAE140 especificado por la empresa Metalagro l.t.d.a se puede dar una mayor vida de desgaste a la mitad del espesor y así asegurar no se rompa el sistema por el esfuerzo permitido máximo con el fluido viscoso como película de recubrimiento.

4.9.2 Cálculo de la resistencia para el esfuerzo permitido que se produce en la sección transversal

Al tener un espesor de diseño calculado con las condiciones de operación que se debe soportar, se procede a determinar el espesor mínimo que debe tener por el esfuerzo que se produce con la carga aplicada. El factor de seguridad es de 1,5 según los rangos de ponderación de apartados anteriores porque se considera estáticamente el sistema de la camisa al estar fija dentro del yugo escoses.

Características mecánicas del SAE 841:

b=ancho de la camisa= $35 \times 10^{-3} m$

W=espesor de la camisa

$$\sigma_{rotura} = \text{esfuerzo de rotura} = 110,32 Mpa$$

$$\sigma_{permitido} = \frac{\sigma_{rotura}}{F.S} = \frac{110,32 Mpa}{1,5} = 73,55 Mpa$$

$$\sigma_{permitido} = \frac{F}{A} = \frac{8,8 \times 10^{-3} Mpa}{b * w} = 73,55 Mpa$$

$$w = \frac{8,8 \times 10^{-3} Mpa}{35 \times 10^{-3} m * (73,55 Mpa)} = 3,42 mm$$

Con el cálculo de espesor mínimo para soportar la carga actuante en la camisa, se satisface aún más la resistencia del material en las condiciones de operación al ser

casi la mitad el espesor 3,42mm mínimo que requiere la camisa anti-fricción con el desgaste.

4.10 Selección de sprockets para el sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión de potencia es el componente principal encargado de hacer mover todo el mecanismo que compone la máquina, al saberse que el lugar de operación maneja niveles de poca inspección y limpieza, se debe tener en cuenta el factor económico para el componente de potencia y las distancias largas que hay entre ejes.

Se seleccionó como mecanismo de transporte de potencia los sistemas sprocket-cadena, ya mencionado en el apartado 3.1 “sistema de transmisión de potencia”.

Las revoluciones que requiere el eje motriz de la máquina cortadora están entre 16-18 rpm, porque las masas del trapiche giran a razón de esos intervalos de velocidad, esto depende del motor seleccionado por el operario de la planta productora de panela del cliente.

El suministro de potencia se tomará del eje motriz del trapiche que gira a una tasa de revoluciones entre 133-152 rpm, de igual manera dependiendo del motor seleccionado.

Se toma de este eje el suministro de potencia con dos objetivos principales:

No tener que decirle al cliente de la empresa que debe comprar aparte de la máquina un moto-reductor, por que generaría más costos económicos e inspecciones de mantenimiento a más componentes.

Como el trapiche se encarga de extraer el jugo de la caña de azúcar y este presenta paradas de operación repentinas, se requiere hacer detener todas máquinas en un mismo movimiento armónico para evitar daños en el sistema. Por esto se decide suministrar la potencia de un eje interconectado para los dos sistemas el trapiche que macera la caña y la cortadora que corta la caña longitudinalmente.

Con los apartados mencionados anteriormente los sprockets más comerciales a nivel mundial son dados por la empresa Martin Sprockets disponibles en Iván Bohman [20], se hace la investigación preliminar con todos los factores de seguridad y relación de transmisión en el catálogo, que se deben tener en cuenta para el correcto funcionamiento y una vida útil larga del sistema de transmisión de potencia.

Los datos iniciales que se tienen por parte de la máquina cortadora y eje motriz del trapiche son los siguientes:

Tabla 59.

Datos iniciales para la selección de sprockets.

	máquina	
	trapiche	cortadora de caña
potencia requerida (HP)	8	2,3
potencia con factor de seguridad (HP)	8	$2,3 \cdot 1,2 = 2,7$
n_x RPM eje motriz	131- 152	15-18
\varnothing eje motriz (mm)	44,45	35
distancia entre centros de eje	812	349,5

Nota. Tabla de contenido para seleccionar los sprockets. En la tabla 59.

Se tiene que definir un solo criterio de análisis para la relación de transformación de velocidad angular, este es el de mayor velocidad, ya que si resiste las fuerzas y fricción que se hace en el sprocket lo mismo sucederá con la relación de menor velocidad.

Otro criterio que se debe tener en cuenta para la selección del sprocket en el eje motriz del trapiche es el diámetro, ya que se debe hacer una apreciación con este para evitar poner adaptadores, los cuales podrían salirse del punto de ubicación por la velocidad de giro altas.

Relación de transmisión

Para determinar la relación de transmisión que se debe tener en el sistema de velocidad, el catálogo página 163 [20] de sprockets recomienda que se debe tener como máximo una relación 7:1, esto para evitar fallas de diseño.

Si se presenta un mayor rango a este, se debe hacer otra relación de velocidad ideal hasta terminar la transmisión requerida.

Relación de transmisión:

n_1 = Revoluciones por minuto del sprocket conductor = 131 rpm

n_2 = Revoluciones por minuto de la sprocket conducido = 16 rpm

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{131RPM}{16RPM} = 8,1 \text{ (NO ACCEPTABLE)}$$

Como se puede apreciar la relación de velocidad directa no se puede hacer por que supera por mucho la permitida. Para corregir esto, se debe hacer otra relación diferente pero que este en los estándares de las revoluciones permitidas en las tablas revoluciones por minuto sprocket menor del catálogo [20].

La mejor y más apreciable es una directa 3:1 para dar este valor se tiene:

4.10.1 Primera relación de velocidad

n_1 = Revoluciones por minuto del sprocket conductor = 131 rpm

n_2 = Revoluciones por minuto de la sprocket conducido = 50 rpm

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{131RPM}{50RPM} = 2,62 \text{ (ACCEPTABLE)}$$

Con la potencia de diseño en HP se procede a ir a la tabla de selección rápida con un solo número de hileras tipo B para poder hacer una relación entre potencia de diseño VS RPM del eje motriz del trapiche.

La línea de intersección, se logra dar un sprocket que este entre los 17y 21 dientes y un paso de cadena de 60 página 184 [20].

Se procede a seleccionar el mejor sprocket que satisfaga las condiciones de diseño anterior y tenga una tolerancia de ajuste adecuada con eje o barreno nombrado en el catálogo, esta selección se da con la referencia de: 60B17 página 60 [20].

Para determinar el número de dientes del sprocket conducido se obtiene por la ecuación:

$$N_1 = \text{Número de dientes del conductor} = 17$$

$$N_2 = \text{Número de dientes del coducido} = \text{-- --}$$

$$N_2 = i * N_1 = 2,62 * 17 = 44,54$$

Como este número de dientes no está en el catálogo se debe seleccionar el siguiente número al conducido, el cual es 44 con deferencia: 60B44 página 60 [20].

Con las características principales de los sprockets y el catálogo de Martin Sprockets se elige:

Sprocket conductor = 60B17 (Ver anexo 12.)

Sprocket conducida = 60B44.(Ver anexo 12.)

Que corresponden a la serie # 60 de un solo cordón o hilera, de 3/4" de paso y fabricados en acero.

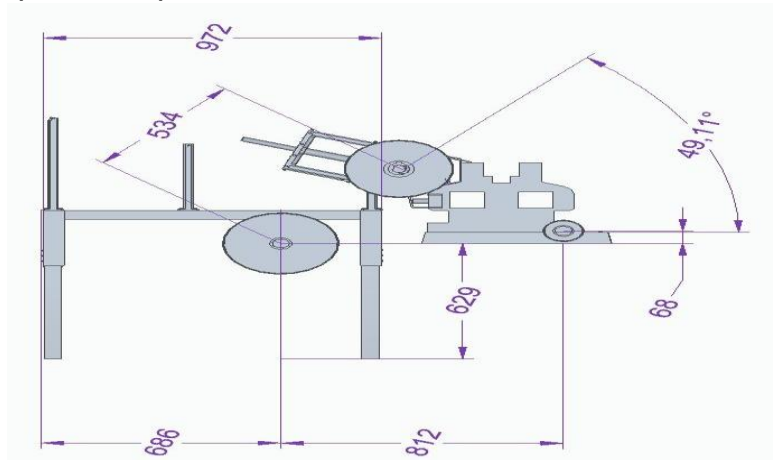
4.10.2 Calculo de la longitud de la cadena para la primera relación de velocidad

La cortadora de caña debe estar alineada y totalmente cerca al trapiche, esto indica que la distancia entre centros de los sprockets debe ser relativamente corta.

Ello influye en verificar el ángulo de contacto directo para cada sprocket sea el adecuado y no menor a 120° , porque al no tener en cuenta este criterio la cadena desgastara muy rápido el sistema, según el libro de diseño de elementos de máquinas [21].

Figura 123.

Distancia entre centros y ángulo de inclinación para los sprockets



Nota. Diagrama correspondiente a la máquina cortadora con sus respectivas distancias entre centros y ángulo de inclinación, cotas en mm.

Calculo del diámetro de paso D_p para los sprockets :

p = paso de la cadena

N_x = Número de dientes

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_x}\right)}$$

$$D_{p1} = \frac{3/4''}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 4,0''$$

$$D_{p2} = \frac{3/4''}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{44}\right)} = 10,51''$$

La distancia entre centros para la primera relación de velocidad está dada en la Figura 123 la cual es de 812 mm, pero para aplicar la distancia entre centros con el paso se debe tomar esta distancia en pulgadas 31,96".

C= Distancia entre centros con el paso= 31,96" +3/4" =32,71 pasos=32 pasos

Se debe pasar a un número par de pasos para evitar un medio eslabón en la cadena evitando interferencias en la transmisión.

Calculo de la longitud de la cadena:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2 * 32\text{pasos} + \frac{17 + 44}{2} + \frac{(44 - 17)^2}{4\pi^2 * 32\text{pasos}}$$

$$L = 96 \text{pasos} - 3/4'' = 95,25'' = 2419,35\text{mm}$$

La longitud total de la cadena para esta primera relación de transmisión es de 95,25", teniendo en cuenta que se puede disminuir esto dependiendo de la distancia entre centros por parte de los diseñadores como apreciación, sin pasar el ángulo de contacto entre el sprocket y la cadena.

El cálculo de la distancia real máxima entre centros para el sistema está dado como:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{(N_2 + N_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{(N_2 + N_1)}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

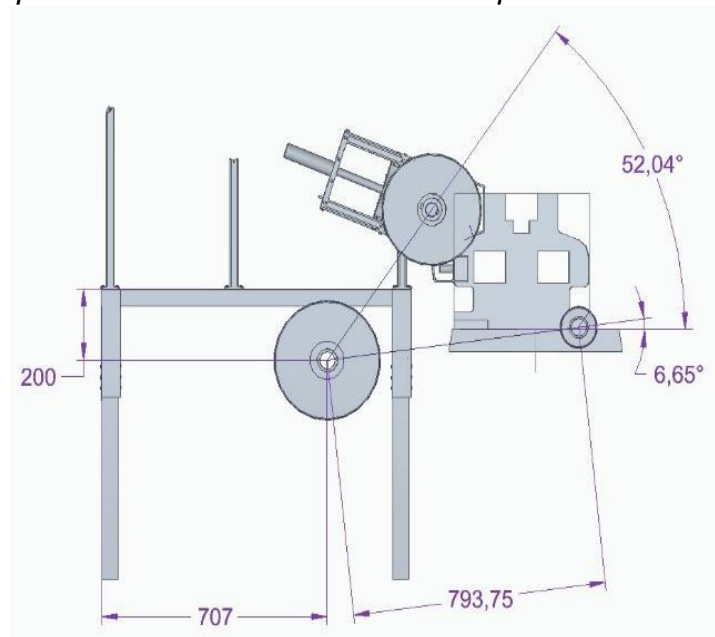
$$C = \frac{1}{4} \left[96 - \frac{(44+17)}{2} + \sqrt{\left[96 - \frac{(44+17)}{2} \right]^2 - \frac{8(44-17)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 32 \text{ pasos} \cdot 23,4375 \text{ mm} = 750,00 \text{ mm}$$

Esta es la distancia entre centros real máxima ver Figura 124. que se puede tener en el sistema, con el objetivo que tenga un correcto funcionamiento de operación.

Figura 124.

Distancia entre centros real máxima para la primera relación de trasmisión de potencia.



Nota. Diagrama correspondiente con la relación máxima relación entre centros de la primera de los sprockets para la máquina cortadora, cotas en mm.

Calculo de los ángulos de contacto.

El ángulo de contacto entre la cadena y el sprocket debe ser mayor a 120° para evitar un desgaste acelerado en el sistema [21].

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{10,51'' - 4,0''}{2 * 31,25''}\right)$$

$$\theta_1 = 168.04^\circ \text{ (ACCEPTABLE)}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right)$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{10,51'' - 4,0''}{2 * 31,5''}\right)$$

$$\theta_2 = 191.95^\circ \text{ (ACCEPTABLE)}$$

En resumen, todo el sistema de la primera relación de transmisión de potencia funcionara de manera adecuada, siempre y cuando los operarios estén aplicando el lubricante al sistema de grado A por las bajas velocidades angulares de giro, sólo se debe aplicar con brocha en la cadena.

Segunda relación de velocidad

n_2 = Revoluciones por minuto del sprocket conductor = 50 rpm

n_3 = Revoluciones por minuto de la sprocket conducido = 16 rpm

$$i = \frac{n_3}{n_4} = \frac{50RPM}{16RPM} = 3,1 \text{ (ACCEPTABLE)}$$

Con la potencia de diseño en HP se procede a ir a la tabla de selección rápida con un solo número de hileras tipo B para poder hacer una relación entre potencia de diseño VS RPM del eje motriz del trapiche.

La línea de intersección, se logra dar un sprocket que este entre los 17 y 21 dientes y un paso de cadena de 80 página 184 [20].

Se procede a seleccionar el mejor sprocket que satisfaga las condiciones de diseño anterior y tenga una tolerancia de ajuste adecuada con eje o barreno nombrado en el catálogo, esta selección se da con la referencia de: 80B17 página 73 [20].

Para determinar el número de dientes del sprocket conducido se obtiene por la ecuación:

$$N_3 = \text{Número de dientes del conductor} = 17$$

$$N_4 = \text{Número de dientes del coducido} = \text{-- --}$$

$$N_4 = i * N_3 = 3.1 * 17 = 52,7$$

Como este número de dientes no está en el catálogo se debe seleccionar el número anterior porque es el más cercano al conducido, el cual es 53 con deferencia: 80B53 página 73 [20].

Con las características principales de los sprockets y el catálogo de Martin Sprockets se elige:

Sprocket conductor = 80B17 (Ver anexo 13.)

Sprocket conducida = 80B53 (Ver anexo 13.)

Que corresponden a la serie # 80 de un solo cordón o hilera, de 1" de paso y fabricados en acero.

4.10.3 Calculo de la longitud de la cadena para la segunda relación de velocidad

Cálculo del diámetro de paso D_p para los sprockets:

p = paso de la cadena

N_x = Número de dientes

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_x}\right)}$$

$$D_{p3} = \frac{1''}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 5,4''$$

$$D_{p4} = \frac{1''}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{53}\right)} = 16,88''$$

La distancia entre centros para la primera relación de velocidad está dada en la Figura 123 la cual es de 534 mm, pero para aplicar la distancia entre centros con el paso se debe tomar esta distancia en pulgadas 21".

C= Distancia entre centros con el paso= 21" + 1" = 22pasos=22pasos

Se debe pasar a un número par de pasos para evitar un medio eslabón en la cadena evitando interferencias en la transmisión.

Cálculo de la longitud de la cadena:

$$L = 2C + \frac{N_4 + N_3}{2} + \frac{(N_4 - N_3)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2 * 22pasos + \frac{53 + 17}{2} + \frac{(53 - 17)^2}{4\pi^2 * 22pasos}$$

$$L = 80 pasos - 1'' = 79'' = 2006,6mm$$

La longitud total de la cadena para esta segunda relación de transmisión es de 79", teniendo en cuenta que se puede disminuir esto dependiendo de la distancia entre centros por parte de los diseñadores como apreciación, sin pasar el ángulo de contacto entre el sprocket y la cadena.

El cálculo de la distancia real máxima entre centros para el sistema está dado como:

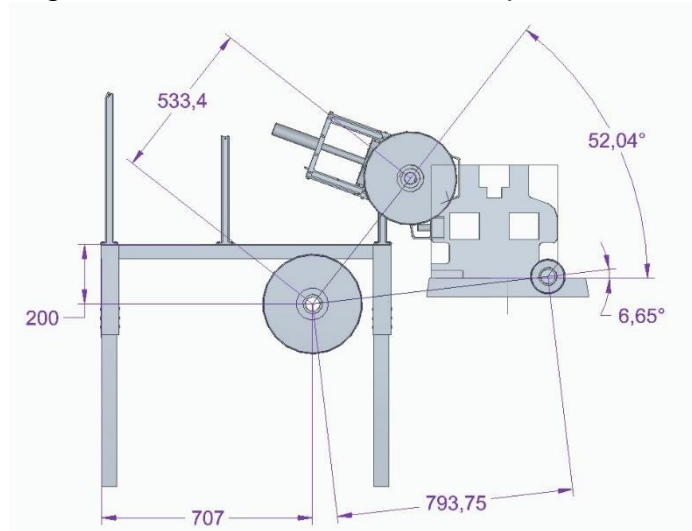
$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{(N_4 + N_3)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{(N_4 + N_3)}{2} \right]^2 - \frac{8(N_4 - N_3)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[80 - \frac{(53+17)}{2} + \sqrt{\left[80 - \frac{(53+17)}{2} \right]^2 - \frac{8(53-17)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$C = 22 \text{ pasos} \cdot 1'' = 21'' = 533,4 \text{ mm}$ (ver Figura 125.)

Figura 125.

Distancia entre centros real máxima para la segunda relación de transmisión de potencia.



Nota. Diagrama correspondiente con la relación máxima relación entre centros de la primera de los sprockets para la máquina cortadora, cotas en mm.

Esta es la distancia entre centros real máxima que se puede tener en el sistema, con el objetivo que tenga un correcto funcionamiento de operación.

Cálculo de los ángulos de contacto.

El ángulo de contacto entre la cadena y el sprocket debe ser mayor a 120° para evitar un desgaste acelerado en el sistema [21].

$$\theta_3 = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D_4 - D_3}{2C} \right)$$

$$\theta_3 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{16,88'' - 5,4''}{2 * 21''}\right)$$

$$\theta_3 = 148,27^\circ \text{ (ACEPTABLE)}$$

$$\theta_4 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D_4 - D_3}{2C}\right)$$

$$\theta_4 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{16,88'' - 5,4''}{2 * 21''}\right)$$

$$\theta_4 = 211,72^\circ \text{ (ACEPTABLE)}$$

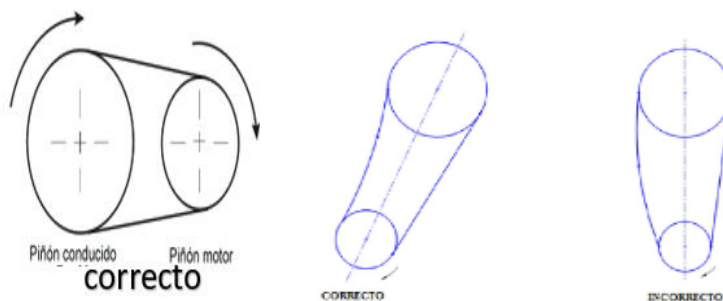
En resumen, todo el sistema de la segunda relación de trasmisión de potencia funcionara de manera adecuada, siempre y cuando los operarios estén aplicando el lubricante al sistema de grado A por las bajas velocidades angulares de giro, sólo se debe aplicar con brocha en la cadena.

4.10.4 Posición de los sprockets para una correcta trasmisión de potencia y datos de resumen

“Se recomienda evitar la trasmisión vertical tanto como sea posible, particularmente con dientes pequeños en la parte baja, si es posible se diseña inclinada tal que el afloje caiga sobre el diente conductor. Esto ayudara a evitar el desgaste de los dientes” [22].

Figura 126.

Trasmisión de potencia por cadena posición.



Nota. Posicionamiento de los diferentes métodos para las correas de trasmisión de potencia. Fuente: Andrango Ramirez Darwin Patricio, diseño de una máquina dosificadora y selladora de cremas en tubos colapsibles con capacidad de 15 tubos por minuto,2010;[En línea],

Tabla 60.

Tabla de resumen para los sprockets en el sistema de transmisión de potencia.

tabla de construcción para los sprockets de transmisión					
		60B17	60B44	80B17	80B53
Diámetro de paso (mm)	Catálogo	103,6828	267,0556	138,2268	428,7520
Diámetro de exterior (mm)		113,3348	277,8760	151,1300	443,2300
Diámetro de Maza (mm)		82,5500	107,9500	101,6000	120,6500
Largo total de Maza (mm)		31,7500	31,7500	38,1000	50,8000
Diámetro del barreno (in)		1 3/4	2	2	1 5/8
Tipo de cadena		60	60	80	80
Largo del Rodillo de la cadena (mm)		12,7000	11,6586	14,6050	14,6050
Diámetro del rodillo de la cadena (mm)	d	11,8872	11,8872	15,8750	15,8750
Paso (mm)	p	19,0500	19,0500	25,4000	25,4000
Número de dientes de la rueda	Z	17	44	17	53
Diámetro primitivo de la rueda (mm)	Dp	103,6737	267,0342	138,2317	428,7598
Diámetro interior de la rueda (mm)	Di	91,7865	255,1470	122,3567	412,8848
Diámetro exterior de la rueda (mm)	De	113,3385	277,7838	151,1180	443,2468
Diámetro del círculo (mm)	$d1$	13,8770	13,8770	17,8848	17,8848
Radio de círculo	$r1$	6,9385	6,9385	8,9424	8,9424
Radio de la construcción	$r2$	16,4483	16,4483	21,6424	21,6424
Ángulos	α	38,5294	36,3636	38,5294	36,1321
	β	14,7059	16,7273	14,7059	16,9434
Construcción del ángulo γ	w	16,3587	16,5997	21,8466	22,1860
	v	3,0580	1,1872	4,0838	1,3166
	γ	10,5882	4,0909	10,5882	3,3962

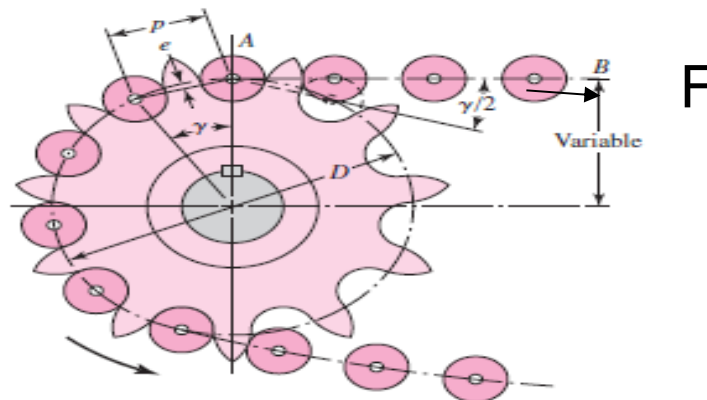
Nota. Tabla de contenido con el resumen total de las dos relaciones de velocidad que se describen para el diseño de la máquina cortadora de caña.

4.10.5 Análisis de fuerzas sobre los sprockets del sistema de transmisión de potencia

Las fuerzas que actúan sobre los sprockets (ver Figura 127.) se localizan principalmente en el diámetro de paso o primitivo, deben calcularse para poder determinar que cargas debe soportar el eje intermedio donde se reposaran los sprockets.

Figura 127.

Acoplamiento de una cadena con el sprocket y la fuerza resultante.



Nota. Fuerza resultante saliente de la cadena y el sprocket con su respectiva dirección de fuerza.

Fuente: Richard G. Budynas, DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY, (octava edición) Mexico D.F.: McGraw Hill. 2013.

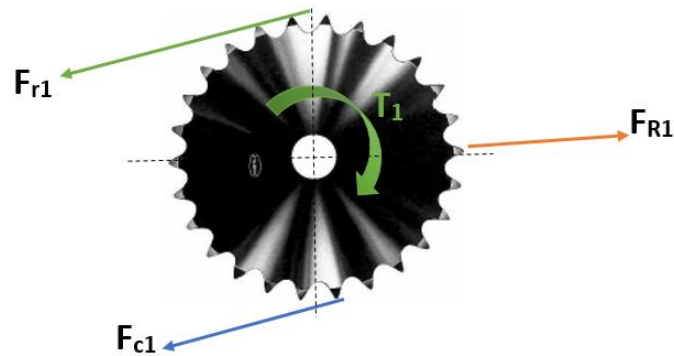
Fuerzas sobre el sprocket conductor de la primera relación de velocidad.

Determinar estas fuerzas implica tener datos calculados del apartado anterior 4.11.1 al 4.11.2, incluyendo el ángulo de inclinación que tiene todo el sistema de transmisión con respecto a la horizontal, se tienen los siguientes datos:

$\theta_{\text{eje intermedio y motriz del trapiche}}$
 = ángulo de inclinación con respecto a la horizontal
 = 6.65° (ver ilustración 124.)

Figura 128.

Fuerzas actuantes sobre el sprocket conductor de la primera relación



Nota. Las reacciones que actúan sobre el sprockets conductor de la primera relación de velocidad para la trasmisión de potencia.

FC1= Fuerza tangencial

Fr1 = Fuerza residual en el último eslabón abrazado

FR1= Fuerza resultante

T1= Torque en el eje motriz del trapiche

$$T_1 = (F_{c1} - F_{r1}) * \frac{Dp1}{2} \text{ (ECU. 4.11.6.1)}$$

$$T_1 = \frac{63000 * H}{n_1} \text{ (ECU. 4.11.6.2)}$$

H=Potencia extraída del eje motriz del trapiche.

$$T_1 = \frac{63000 * 2,7HP}{131 rpm} = 1298,47 lb * plg = 0,1KNm$$

La fuerza residual se determina por medio de la ecuación:

$$F_{r1} = F_{c1} * \left[\frac{\text{sen}\left(\frac{360^\circ}{N_1}\right)}{\text{sen}\left(\frac{720^\circ}{N_1}\right)} \right]^{\theta_1 * \frac{N_1}{360^\circ}} \quad (ECU. 4.11.6.3)$$

$$F_{r1} = F_{c1} * \left[\frac{\text{sen}\left(\frac{360^\circ}{17}\right)}{\text{sen}\left(\frac{720^\circ}{17}\right)} \right]^{168.04^\circ * \frac{17}{360^\circ}}$$

$$F_{r1} = 7,1155 \times 10^{-3} * F_{c1}$$

Remplazando los resultados de la ecuación (ECU. 4.11.6.4):

$$1298,47 lb * plg = (F_{c1} - 7,1155 \times 10^{-3} * F_{c1}) * \frac{Dp1}{2}$$

$$1298,47 lb * plg = (F_{c1} - 7,1155 \times 10^{-3} * F_{c1}) * \frac{4,0''}{2}$$

$$F_{c1} = 653,88 lb = 2,9KN$$

$$F_{r1} = 7,1155 \times 10^{-3} * 653,88 lb$$

$$F_{r1} = 4,6 lb = 20,69N$$

Las ecuaciones anteriores dan el resultado de las fuerzas que se generan en el sprocket para poder relacionarlas con las cargas que debe soportar el eje que soporte este sistema.

Fuerzas sobre el sprocket conducido de la primera relación de velocidad.

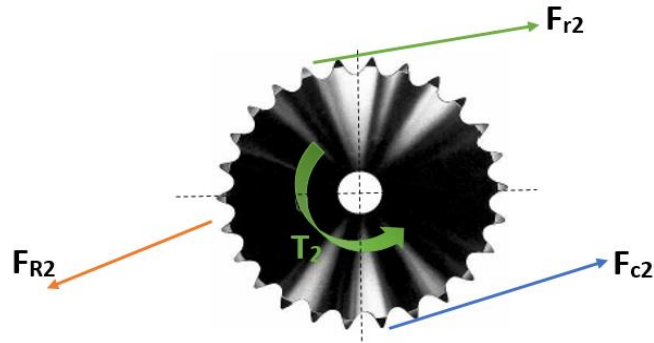
Determinar estas fuerzas implica tener datos calculados del apartado anterior 4.11.1 al 4.11.2, incluyendo el ángulo de inclinación que tiene todo el sistema de transmisión con respecto a la horizontal, se tienen los siguientes datos:

$\theta_{\text{eje intermedio y motriz del trapiche}} = \text{ángulo de inclinación con respecto a la horizontal}$

= 6.65°(ver ilustracion 124.)

Figura 129.

Fuerzas actuantes sobre el sprocket conducido de la primera relación.



Nota. Las reacciones que actúan sobre el sprockets conducido de la primera relación de velocidad para la trasmisión de potencia.

- F_{c2} = Fuerza tangencial
- F_{r2} = Fuerza residual en el último eslabón abrazado
- F_{R2} = Fuerza resultante
- T_2 = Torque en el eje intermedio.

Las fuerzas producidas en el sprocket conductor son exactamente las misma para el sprocket conducido, solo que en sentido contrario:

$$F_{c2} = 653,88 \text{ lb} = 2,9 \text{ KN}$$

$$F_{r2} = 4,6 \text{ lb} = 20,69 \text{ N}$$

El torque que se produce en el eje intermedio es diferente por el número de revoluciones que se transmiten por la relación de velocidad que compone el sprocket, es el siguiente:

$$T_2 = \frac{63000 * H}{n_2} \text{ (ECU. 4.11.6.5)}$$

$$T_2 = \frac{63000 * 2,7HP}{50 rpm} = 3402 lb * plg = 0,38KNm$$

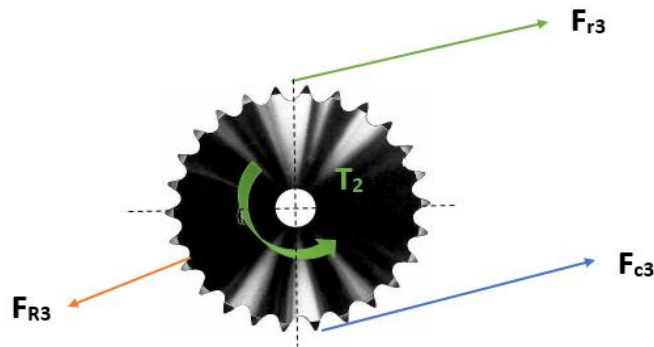
i. Fuerzas sobre el sprocket conductor de la segunda relación de velocidad.

Determinar estas fuerzas implica tener datos calculados del apartado anterior 4.11.3 al 4.11.4, incluyendo el ángulo de inclinación que tiene todo el sistema de transmisión con respecto a la horizontal, se tienen los siguientes datos:

$$\theta_{\text{eje intermedio y motriz cortadora}} = \text{angulo de inclinacion con respecto a la horizontal} \\ = 52.04^\circ (\text{ver ilustracion 125.})$$

Figura 130.

Fuerzas actuantes sobre el sprocket conductor de la segunda relación



Nota. Las reacciones que actúan sobre el sprockets conductor de la según relación de velocidad para la transmisión de potencia.

- \$F_{c3}\$= Fuerza tangencial
- \$F_{r3}\$= Fuerza residual en el último eslabón abrazado
- \$F_{R3}\$= Fuerza resultante
- \$T_2\$= Torque en el eje intermedio

$$T_2 = (F_{c3} - F_{r3}) * \frac{Dp3}{2} \quad (ECU. 4.11.6.6)$$

$$T_2 = 3402 \text{ lb} * plg = 0,38 \text{ KNm}$$

La fuerza residual se determina por medio de la ecuación:

$$F_{r3} = F_{c3} * \left[\frac{\text{sen}\left(\frac{360^\circ}{N_3}\right)}{\text{sen}\left(\frac{720^\circ}{N_3}\right)} \right]^{\theta_3 * \frac{N_3}{360^\circ}} \quad (\text{ECU. 4.11.6.7})$$

$$F_{r3} = F_{c3} * \left[\frac{\text{sen}\left(\frac{360^\circ}{17}\right)}{\text{sen}\left(\frac{720^\circ}{17}\right)} \right]^{148.17^\circ * \frac{17}{360^\circ}}$$

$$F_{r3} = 0,01276 * F_{c3}$$

Remplazando los resultados de la ecuación (ECU. 4.11.6.6):

$$3402 \text{ lb} * plg = (F_{c3} - 0,01276 * F_{c3}) * \frac{Dp3}{2}$$

$$3402 \text{ lb} * plg = (F_{c3} - 0,01276 * F_{c3}) * \frac{5,4''}{2}$$

$$F_{c3} = 1276,28 \text{ lb} = 5676,91 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 0,01276 * 1276,28 \text{ lb}$$

$$F_{r3} = 16,28 \text{ lb} = 72,41 \text{ N}$$

Las ecuaciones anteriores dan el resultado de las fuerzas que se generan en el sprocket para poder relacionarlas con las cargas que debe soportar el eje que soporte este sistema.

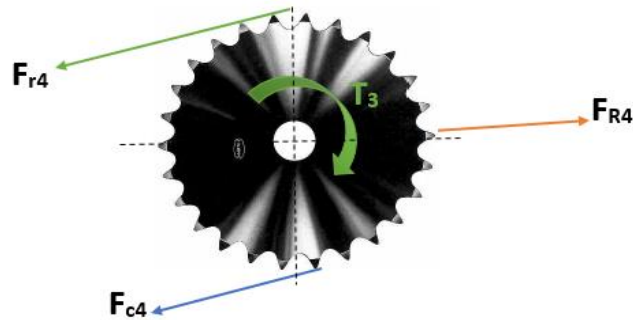
Fuerzas sobre el sprocket conducido de la segunda relación de velocidad.

Determinar estas fuerzas implica tener datos calculados del apartado anterior 4.11.3 al 4.11.4, incluyendo el ángulo de inclinación que tiene todo el sistema de transmisión con respecto a la horizontal, se tienen los siguientes datos:

$$\begin{aligned} \theta_{\text{eje intermedio y matriz cortadora}} &= \text{ángulo de inclinación con respecto a la horizontal} \\ &= 52.04^\circ (\text{ver ilustración 125.}) \end{aligned}$$

Figura 131.

Fuerzas actuantes sobre el sprocket conducido de la segunda relación.



Nota. Las reacciones que actúan sobre el sprockets conducido de la segunda relación de velocidad para la transmisión de potencia.

- F_{c4} = Fuerza tangencial
- F_{r4} = Fuerza residual en el último eslabón abrazado
- F_{R4} = Fuerza resultante
- T_3 = Torque en el eje motriz de la cortadora.

Las fuerzas producidas en el sprocket conductor son exactamente las misma para el sprocket conducido, solo que en sentido contrario:

$$F_{c4} = 1276,28 \text{ lb}$$

$$F_{r4} = 16,28 \text{ lb} = 72,41 \text{ N}$$

El torque que se produce en el eje motriz de la cortadora es diferente por el número de revoluciones que se transmiten por la relación de velocidad que compone el sprocket, es el siguiente:

$$T_3 = \frac{63000 * H}{n_2} \text{ (ECU. 4.11.6.8)}$$
$$T_3 = \frac{63000 * 2,7 \text{ HP}}{16 \text{ rpm}} = 10631,25 \text{ lb} * \text{plg} = 1,2 \text{ KNm}$$

La ecuación anterior describe el torque de 1,2 kNm que se entrega a la cortadora de caña con el factor de seguridad de diseño 1,2 descrito en los cálculos de los sprockets.

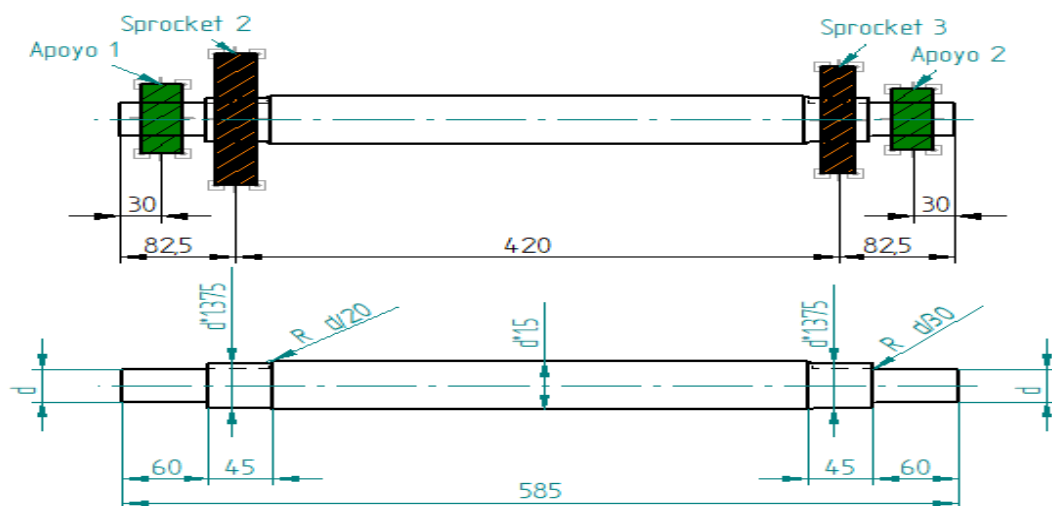
4.11 Diseño del eje intermedio para soportar los sprockets y permitir la transmisión de potencia.

El eje intermedio debe ser diseñado con las condiciones de operación correcta en cuanto a las dimensiones de los sprockets en sus diámetros interiores o el barrero comúnmente mencionado en el catálogo [20]. La máquina que se diseña por parte de los autores tiene criterios ya estandarizados que deben cumplirse en cuanto a las longitudes o posiciones de ensamble de la máquina impuestas a diseñar y las fuerzas resultantes que se generan por los sprocket se deben tener para poder determinar el diámetro mínimo para el eje motriz.

Este eje debe soportar las cargas de los sprockets conducido de la primera relación de trasmisión y el conductor de la segunda relación de transmisión, junto con ello los cojinetes encargados de fijar el eje a la estructura de soporte, para evitar desplazamientos. (Ver Figura 132.)

Figura 132.

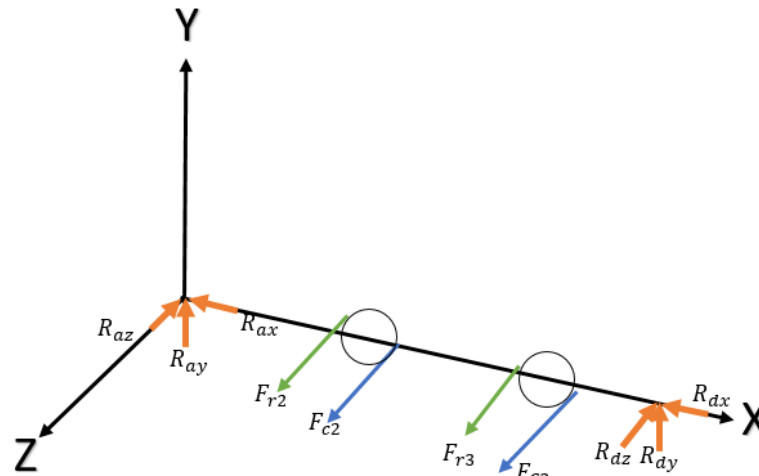
Conjunto de construcción en el eje intermedio.



Nota. Eje intermedio con el conjunto de construcción de la relación de una sola variable el diámetro mínimo que resiste la transmisión de potencia.

Figura 133.

Diagrama de cuerpo libre con las reacciones producidas.



Nota. Fuerzas resultantes en el eje con el diagrama de cuerpo libre y sus direcciones Fuente: *Elaboración propia.*

Como todo mecanismo y soporte generan reacciones actuantes en el eje que los soportan, la Figura 133 describe las fuerzas que se producen y así con incógnitas las cuales se deben encontrar con análisis estático, descrito a continuación:

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_{ax} - R_{dx} = 0$$

$$-R_{ax} = R_{dx}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ax} + R_{dx} - F_{r2} \cos(\theta_1) - F_{c2} \cos(\theta_1) - F_{r3} \cos(\theta_2) - F_{c3} \cos(\theta_2) = 0$$

$$R_{ay} + R_{dy} - 4,6lb \cos(6.65^\circ) - 653,88lb \cos(6.65^\circ) - 16,28lb \cos(52.04^\circ) - 1276,28lb \cos(52.04^\circ) = 0$$

$$R_{ay} + R_{dy} = 1449,1179 \text{ lb} = 6,44 \text{ KN}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{az} + R_{dz} - F_{r2} \text{sen}(\theta_1) - F_{c2} \text{sen}(\theta_1) - F_{r3} \text{sen}(\theta_2) - F_{c3} \text{sen}(\theta_2) = 0$$

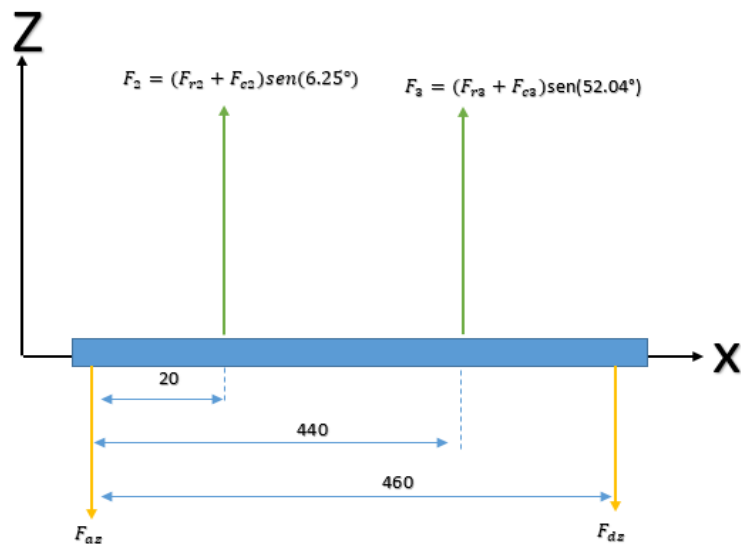
$$R_{az} + R_{dz} - 4,6 \text{ lb}(6,65^\circ) - 653,88 \text{ lb}(6,65^\circ) - 16,28 \text{ lb} \text{ sen}(52,04^\circ) - 1276,28 \text{ lb} \text{ sen}(52,04^\circ) = 0$$

$$R_{az} + R_{dz} = 1095,36 \text{ lb} = 4,87 \text{ KN}$$

$$\sum M_y = 0 \text{ (con respecto a las reacciones en A)}$$

Figura 134.

Reacciones de momentos producidas por las fuerzas en el eje y tomadas con respecto al punto A.



Nota. Reacciones de momentos producidas por las fuerzas en el eje y tomadas con respecto al punto A., distancias en mm.

$$M_a^{F_2} + M_a^{F_3} - M_a^{F_{dz}} = 0$$

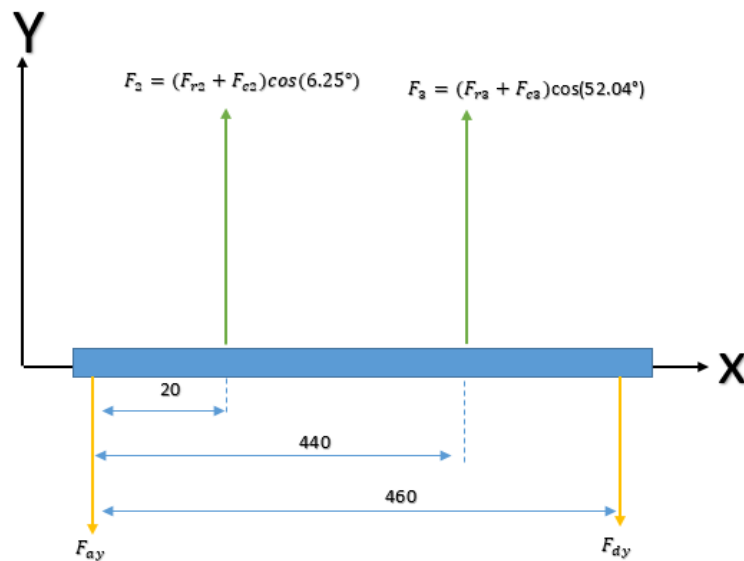
$$[(4,6lb + 653,88lb)(6.65^\circ)] * 0,7plg + [(16,28lb + 1276,28lb)(52.04^\circ)] * 17,32plg - R_{dz} * 18,1plg = 0$$

$$R_{dz} = 978,12 lb = 4,35KN$$

$$\sum M_y = 0 \text{ (con respecto a las reacciones en A)}$$

Figura 135.

Reacciones de momentos producidos por las fuerzas en el eje "Z", tomadas con respecto al punto A.



Nota. Reacciones de momentos producidos por las fuerzas en el eje "Z", tomadas con respecto al punto A.

Fuente: Elaboración propia.

$$M_a^{F_2} + M_a^{F_3} - M_a^{F_{dz}} = 0$$

$$[(4,6lb + 653,88lb) \cos \cos (6.65^\circ)] * 0,7plg + [(16,28lb + 1276,28lb) \cos \cos (52.04^\circ)] * 17,32plg - R_{dy} * 18,1plg = 0$$

$$R_{dy} = 785,22lb = 3,49KN$$

Remplazando las fuerzas dadas en las ecuaciones anteriores se tiene:

$$R_{ay} + R_{dy} = 1449,1179 \text{ lb} = 6,44 \text{ KN}$$

$$R_{ay} = 6,44 \text{ KN} - 3,49 \text{ KN}$$

$$R_{ay} = 2,95 \text{ KN}$$

$$R_{az} + R_{dz} = 1095,36 \text{ lb} = 4,87 \text{ KN}$$

$$R_{az} = 4,87 \text{ KN} - 4,35 \text{ KN}$$

$$R_{az} = 0,52 \text{ KN}$$

Tabla 61.

Tabla de resumen con las reacciones actuantes en el eje intermedio.

reacciones que se producen en el eje	unidades (KN)
F_{2y}	0,33
F_{2z}	2,9
F_{3y}	4,5
F_{3z}	3,5
R_{dy}	3,49
R_{dz}	4,35
R_{ay}	2,95
R_{az}	0,52

Nota. Resultado final de las reacciones obtenidas en el eje actuantes en sus zonas de contacto con los piñones y apoyos.

4.11.1 Material para fabricar el eje intermedio

Existen diferentes tipos de materiales convencionales para fabricar ejes con las dimensiones del diseñador en centros de mecanizados especializados, todos con propiedades mecánicas específicas por su grado de dureza y resistencia.

En los apartados anteriores se menciona la selección del material con el que se fabrica el eje motriz (4.5.3) página 141 del yugo escoses, al ser un material específico en componentes mecánicos que deben soportar cargas fluctuantes los diseñadores deciden seleccionar el mismo material SAE 4340 [8] para el eje intermedio con el objetivo de disminuir los costos de fabricación al poder reutilizar el material sobrante en la fabricación de las dos piezas mecánicas y así no pedir otros materiales convencionales.

Características de fabricación y vida útil que debe tener el eje intermedio.

El eje de transmisión esta soportado en cojinetes y soporta cargar con dos pares de torsión producidas por los sprockets los cuales giran a 50 RPM. El material con que se fabrica el eje tiene las características mecánicas $S_{ult} = 745MPa$ y una resistencia a la fluencia de $S_y = 470 MPa$, el eje debe ser pulido y tener una duración de 80×10^3 ciclos producto de las mismas condiciones de operación que la empresa Metalagro Ltda dio como apreciación a tener en cuenta, aun así se verifico en las tablas de vidas útil para ejes dependiendo de su trabajo de operación correspondiente, y una confiabilidad del 85% y considerando un factor de seguridad de 1,5 por el filete de hombro bien redondeado [23].

Se procede a encontrar el diámetro mínimo que debe tener el eje para soportar todas las cargas actuantes sobre él y evitar una falla por fatiga.

4.11.2 Esfuerzos cortante y momento flector actuantes en el eje intermedio

Las reacciones que producen los sprockets en el eje se transforman en torques actuantes para determinar los momentos cortantes y momento flector de cada plano:

- Torque del sprocket 2 plano x-y:

$$M_{2-plano\ x-y} = [F_{r2}(\theta_1) + F_{c2}(\theta_1)] * \frac{D_{P1}}{2}$$

$$M_{2-plano\ x-y} = [(4,6lb + 653,88lb)(6.65^\circ)] * \frac{10,51''}{2}$$

$$M_{2-plano\ x-y} = 400,58\ lb * in * \frac{0,11298KNmm}{1lb * in} = 45,25\ KNmm$$

- Momento flector del sprocket 3 plano x-y:

$$M_{3-plano\ x-y} = [F_{r3}sen(\theta_2) + F_{c3}sen(\theta_2)] * \frac{D_{P2}}{2}$$

$$M_{3-plano\ x-y} = * \frac{5,4''}{2}$$

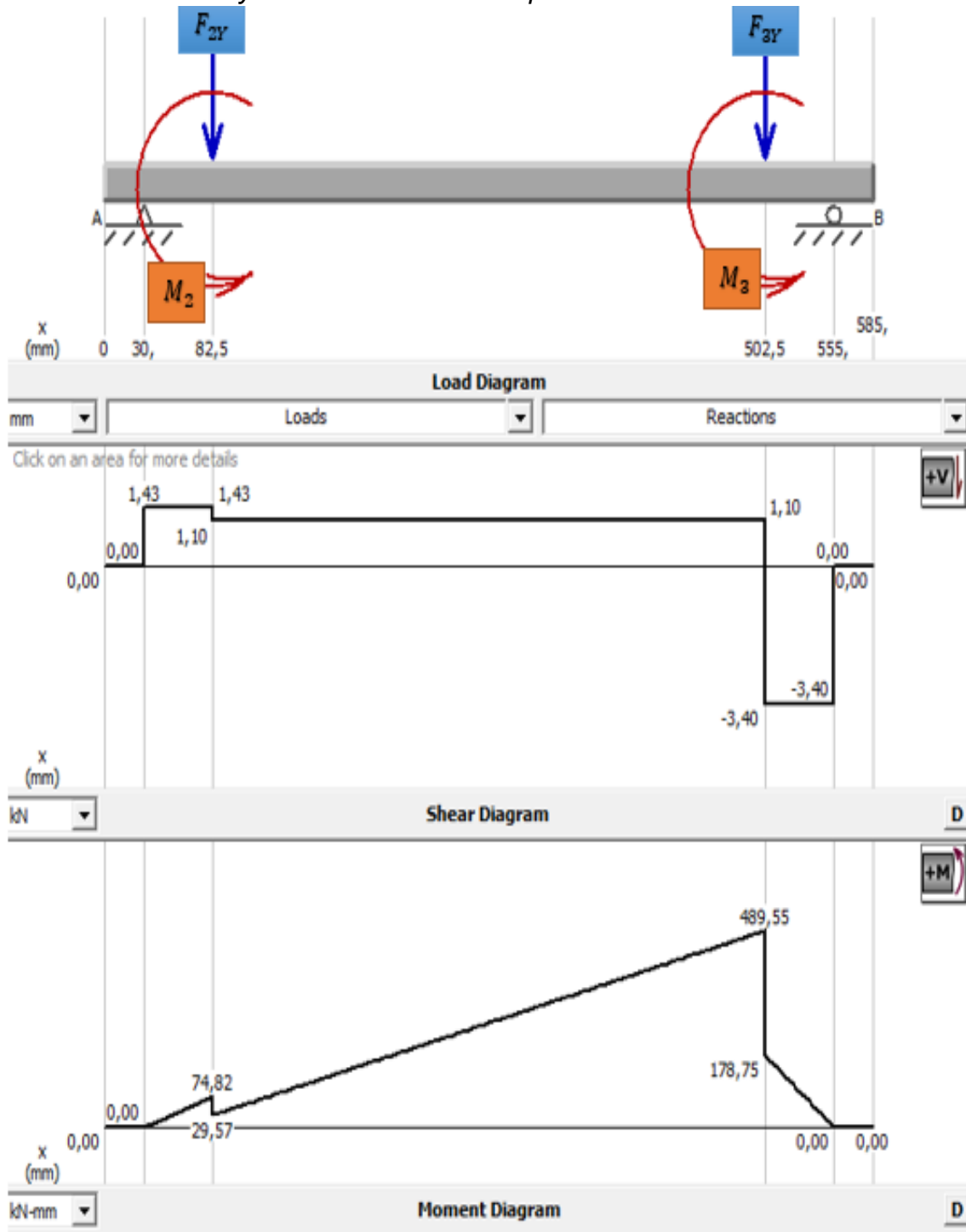
$$M_{3-plano\ x-y} = 2751,58\ lb * in * \frac{0,11298KNmm}{1lb * in} = 310,8\ KNmm$$

Los diagramas fuerza cortante y momento flector son las sumas de todas las fuerzas que se producen en una viga, estos diagramas resultantes determinan el punto más crítico que producen las cargas de la misma viga o donde tiende a pandearse.

Al eje intermedio se le determinan los diagramas y así poder llegar a un diámetro de eje permitido que no falle. Se hace la simulación en el software MDSolids 4.0 de licencia gratis se encuentra los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para los planos (x-y) Figura 136. Y (x-z) Figura 137.

Figura 136.

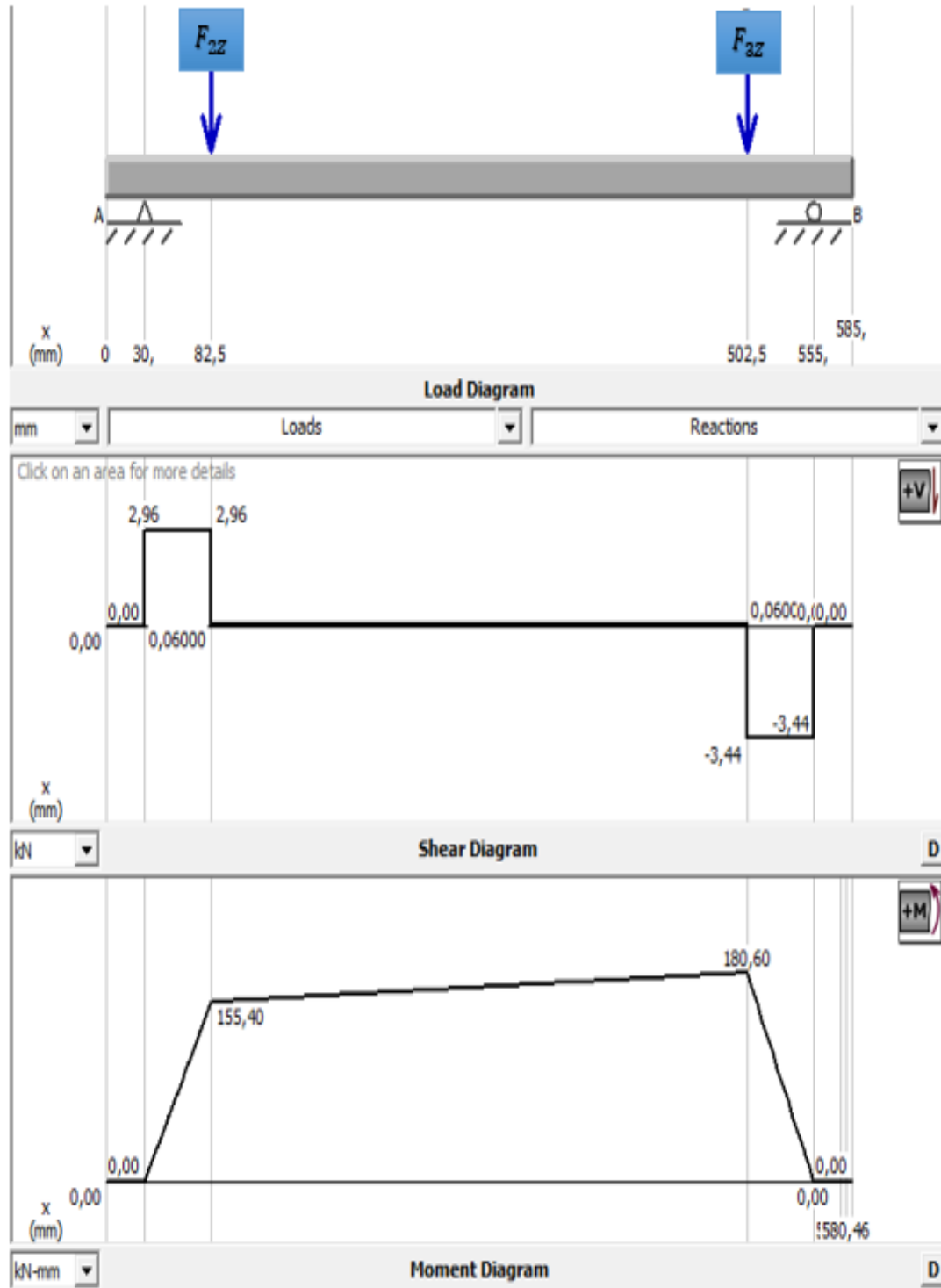
Fuerza cortante y momento flector en el plano X-Y



Nota. Fuerzas cortantes y momentos flectores en el eje doblemente apoyado y sus diagramas de carga y momento.

Figura 137.

Fuerza cortante y momento flector en el plano X-Z.



Nota. Fuerzas cortantes y momentos flectores en el eje doblemente apoyado y sus diagramas de carga y momento.

En los diagramas cortante y momento flector obtenidos para el diseño del eje intermedio, los planos x-y y x-z el punto más crítico es en el sprocket número 3.

Al combinar los planos ortogonales como vectores se determina un momento total de:

M_{xy} : mayor momento flector en el plano x-y

M_{xz} : mayor momento flector en el plano x-z

$$M_{max} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{489,55KNmm^2 + 180,60KNmm^2} = 521,8KNmm$$

Este es el momento máximo que se produce en el punto más crítico, pero no es el valor que se debe estimar para seguir con los cálculos del diámetro del eje intermedio.

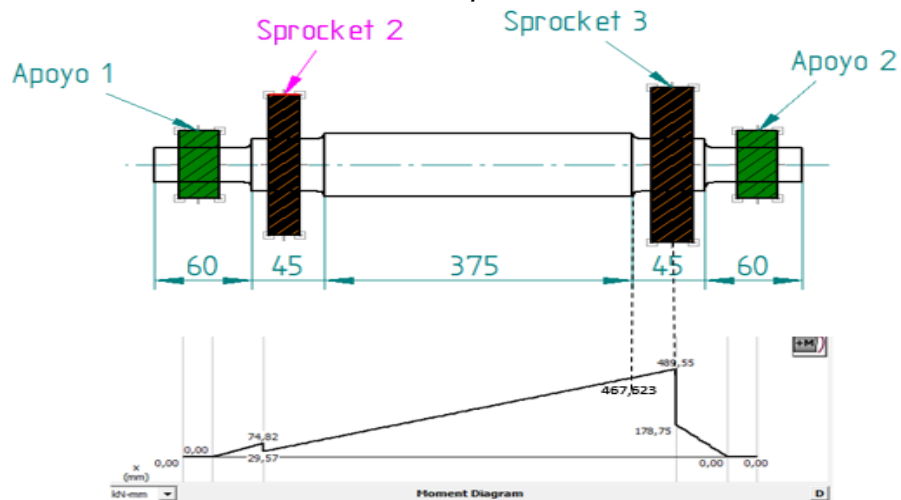
Se debe tener muy presente los concentradores más cercanos de esfuerzos en general que se producen cerca del sprocket 3, el cual está en el hombro del soporte (ver Figura 138.) donde el momento flexionante es alto, pues existe una concentración del esfuerzo y hay un par de torsión presente, se calcula con la siguiente ecuación:

$$\frac{489,55KNmm}{502,5mm} = \frac{M_c}{480mm}$$

$$M_c = \frac{489,55KNmm * 480mm}{502,5mm} = 467,62KNmm$$

Figura 138.

Curva crítica más cercana al sprocket 3.



Nota. Curva crítica correspondiente al punto del eje intermedio de mayor carga.

Existen diferentes métodos de calcular el diámetro mínimo que se requiere para que el eje intermedio soporte las cargas y momentos de flexión.

Se conoce el método de Soderberg criterio a fatiga para el análisis de la resistencia de ejes sometidos a tensiones fluctuantes con componentes de tensión media positiva. Se encarga de tomar los valores de tensión media y alternante en el punto más crítico mencionado como Mc.

La energía de la distorsión se encarga de determinar el diámetro apreciable que debe tener un eje en cargas estáticas y el criterio de von Mises se encarga de tener en cuenta las cargas fluctuantes o dinámicas en el eje, descritos en el libro diseño de máquinas apartado "estimación de criterios de fallas por fatiga" [24] estos métodos implican realizar unos pasos detallados de cálculos predeterminados los cuales son:

Resistencia a la fatiga aproximada:

$$S_e = 0,5 * S_{ult} = 0,5 * 745 \text{ Mpa} = 372,5 \text{ Mpa}$$

Cálculo del diámetro por criterio de la energía de distorsión, suponiendo que es una carga estática para así mismo tener un diámetro que después se debe corregir con el criterio de von Mises con cargas fluctuantes:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (M^2 + \frac{3}{4} T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

n: factor de seguridad.

S_y: resistencia a la fluencia

M: momento de flexión más alto

T: torque

$$d = \left[\frac{32 * 1,5}{\pi 470 \text{ Mpa}} ((0,4676 \text{ KNm})^2 + \frac{3}{4} (0,38 \text{ KNm})^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 26,48 \text{ mm} = 1 \text{ in}$$

Cálculos de resistencias a la fatiga:

$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$ (todos estos sub-factores se describen a continuación)

Los factores sub K se describen con el mismo apartador en relación al libro diseño de máquinas [24] , para así llegar a la resistencia por fatiga final:

K_a = factor de superficie=1.0 (anexo 14)

K_b =factor de tamaño = $0,869 * d^{-0,097}=0,869 * 1in^{-0,097}=0.86$

K_c = factor de confiabilidad =1.0 (por que no se tienen todos los datos)

K_d = factor de temperatura = 1.0 $T \leq 450^\circ C$ (por que no se permite temperaturas mayores al contacto humano)

K_e = factor de concentración de esfuerzos $K_e = \frac{1}{1+q(k_t-1)}$ (ver anexo 15),para la selección de q y K_t .

$$K_e = \frac{1}{1+0,82(1,45-1)}=0.73$$

K_f =factor especifico diverso= 1.0 (siempre es ese valor cuando hay variables por determinar.)

Se calculó ahora, la resistencia a la fatiga real:

$$S_e = 1 * 0.86 * 1 * 1 * 0.73 * 1 * 372,5 Mpa = 233,85 Mpa$$

Calculo del diámetro empleando el criterio de von mises bajo cargas dinámicas:

$$d = \left[\frac{48n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{48 * 1.5}{\pi} \left(\left(\frac{0,38 KNm}{470 Mpa} \right)^2 + \left(\frac{0,4676 KNm}{233,85 Mpa} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

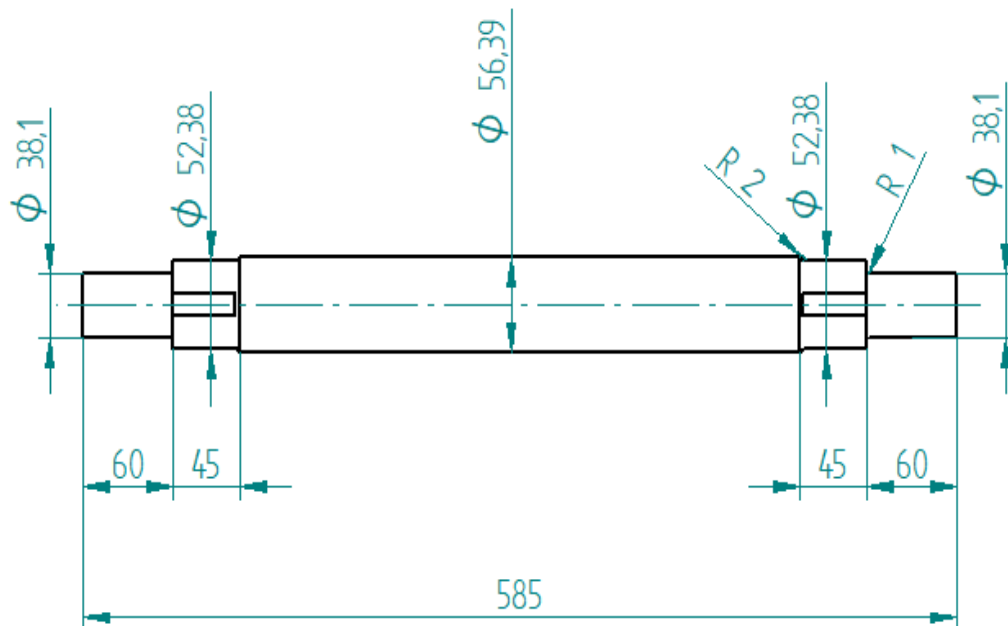
$$d = 36,68 mm = 1,4 in$$

el diámetro mínimo que debe tener el eje intermedio es de 36,68 mm, esta magnitud no es comercial en ventas, por lo tanto se selecciona el diámetro de $1\frac{1}{2}$ " igual a 38,1 mm.

reemplazando las cotas indeterminadas en el plano del eje se tiene los datos en la Figura 139.:

Figura 139.

Acotado de construcción con las relaciones modificadas



Nota. Estado de dimensiones y propiedades físicas finales para el eje intermedio, cotas en mm.

4.11.3 Selección de chumaceras de soporte para el eje intermedio con sus cargas

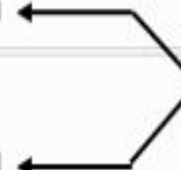

La tabla 61. Página 246 se describe un resumen de todas las fuerzas resultantes que hay en el eje intermedio, se debe seleccionar la chumacera con las cargas más altas en el apoyo "D" con dirección radial de 3,49 KN y tangencial de 4,35 KN.

El catálogo NTN corporation [25] tiene Chumacera tipo puente, alojamiento de acero fundido Con tornillo de fijación (Prisionero) el cual se dio su selección con el diámetro donde se soportara el eje intermedio y verificando que soporte las cargas actuantes (ver Figura 140.)

Figura 140.

Catálogo de chumacera tipo puente con selección única para eje de 1 1/2.

Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		<i>L</i>	<i>J</i>	<i>A₁</i>	<i>A₂</i>	<i>A</i>	<i>N</i>	<i>A₃</i>	<i>B</i>	<i>S</i>	mm	pulg.		
40	UCP208D1	49.2	184	137	54	17	20	18	98	52	49.2	19	M14	UC208D1
1 1/2	UCP208-108D1	1 15/16	7 1/4	5 13/32	2 1/8	2 1/32	25/32	23/32	3 27/32	2 1/16	1.9370	0.748	1/2	UC208-108D1
1 9/16	UCP208-109D1													UC208-109D1

Dynamic Load Rating	6550 lbf 29100 N 29.10 kN	
Static Load Rating	4000 lbf 17800 N 17.80 kN	
Rotational Speed [Max]	3700 RPM	
Weight	4.410 lb 1.998 kg	

Nota. Catalogo usado para la selección de las chumaceras correspondientes al eje intermedio. Fuente: *Catálogo de chumaceras, NTN CORPORATION; [En línea].* <https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf> [Acceso: Diciembre 01,2020]

La chumacera estandarizada que se selecciono por los criterios de especificación es las UCP208-108D1 en ambos apoyos es la misma.

4.12 Sistema estructural de soporte para la máquina cortadora de caña

Todas las partes mencionadas en los apartados anteriores requieren un sistema estructural en el cual se soporte, la principal función es lograr permitir el funcionamiento correcto de la transmisión de potencia y a su vez el corte longitudinal de La caña.

Ese apartado 4.13 se subdivide en dos diferentes categorías:

La primera el sistema estructural de placas para soportar el yugo escocés y el plato de cuchillas que lo conforma.

El segundo se encargará de hacer todo el soporte estructural en su sistema de anclaje hacia el suelo con el objetivo de soportar el peso que tiene la máquina cortadora de caña.

4.12.1 Sistema Estructural Placas

Como puede apreciarse en la Figura 96, los componentes fundamentales que conforman los sistemas de corte y de retención ya están definidos.

Teniendo clara la forma mecánica final de los sistemas, debe ahora considerarse que, en razón de la gran diferencia entre las fuerzas que se presentan en toda la máquina, (principalmente fuerzas de corte de caña de azúcar contempladas ya como F_C , y fuerzas de gravedad o peso producidas por la masa de cada componente de la Figura 96), en los cálculos o validaciones de sistemas no se tuvo en cuenta el peso.

Aproximadamente, todo el sistema de la Figura 96 cuenta con una masa de aproximadamente 118 kg, que representa una fuerza de peso igual a 1158 Newton. Si se compara directamente con la fuerza F_C cuya magnitud es de 17600 Newton, que representa la fuerza necesaria para cortar 4 cañas de azúcar, se encuentra un distanciamiento entre magnitudes bastante grandes donde si se toma la fuerza F_C como un 100%, la fuerza de peso de todos los componentes de la Figura 96 juntos, darían como resultado un porcentaje de menos del 7% con respecto a F_C .

Según los autores, este porcentaje es tan bajo, respecto a la fuerza principal F_C que tomarlo como despreciable para los cálculos de cada pieza de la Figura 96 no conllevará mayor peligro para el buen funcionamiento mecánico de toda la máquina.

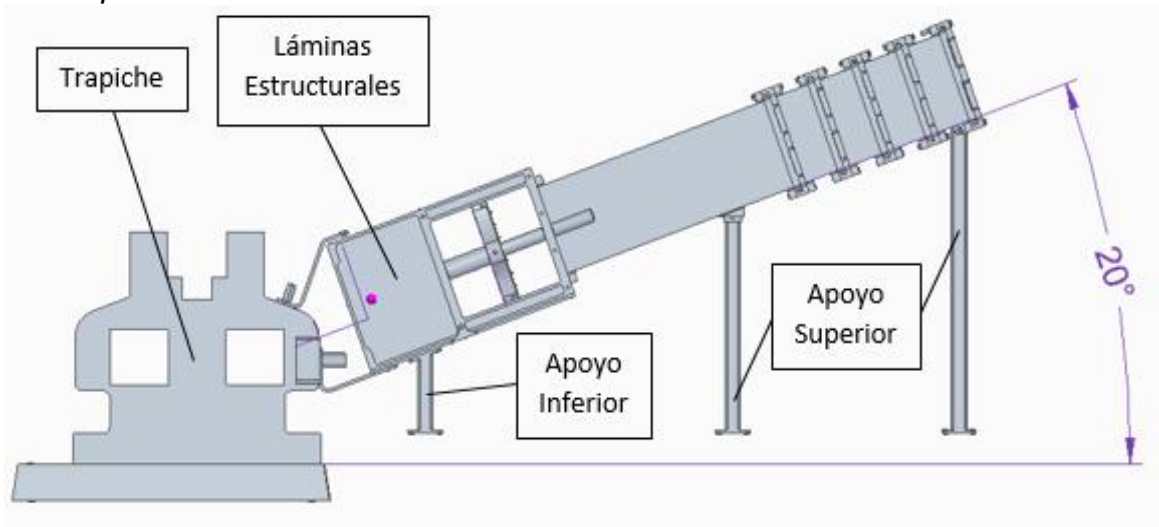
Teniendo en cuenta lo anterior, cabe resaltar que la fuerza de peso si debe ser tenida en cuenta al momento de calcular y escoger las características mecánicas y físicas del sistema estructural (el cual es el sistema de principal atención en el presente apartado).

Para lograr la estabilidad y/o apoyo de toda la máquina, se hará uso de vigas cuadradas huecas, las cuales van a soportar el peso de toda la máquina en su estado de trabajo, es decir, en un estado o posicionamiento angulado con respecto al piso o a la horizontal.

Lo anterior puede apreciarse en la Figura 128.

Figura 141.

Angulo de inclinación con respecto a la entrada de la caña para las masas del trapiche.



Nota. Visualización del ángulo de inclinación del sistema de retención teniendo en cuenta el ángulo de recepción de la caña de azúcar por parte del trapiche.

El ángulo de 20° con respecto a la horizontal se debe a que de esa forma la acción de alimentación al trapiche con el producto de la cortadora de caña (caña cortada longitudinalmente), se presenta de mejor forma, ya que así la caña entra a las masas del trapiche con un ángulo aproximado al que se genera entre las dos masas que reciben la caña cortada, (Figura 142).

Figura 142.

Trapiche R4-S con la dimensión del ángulo de inclinación para la caña.



Nota. Ángulo de inclinación de recepción de la caña de azúcar por parte del trapiche como explicación al ángulo de inclinación del sistema de retención.

Las vigas cuadradas huecas van a apoyarse en una mesa la cual estará anclada al piso, mientras que servirán de apoyo a toda la máquina en tres puntos. Dos de esos puntos estarán ubicados en la zona alta de la máquina cortadora, es decir, estarán ubicados en las tuberías del sistema de retención para aportar apoyo a tal sistema, mientras que el punto sobrante servirá de apoyo al sistema de corte en dos puntos.

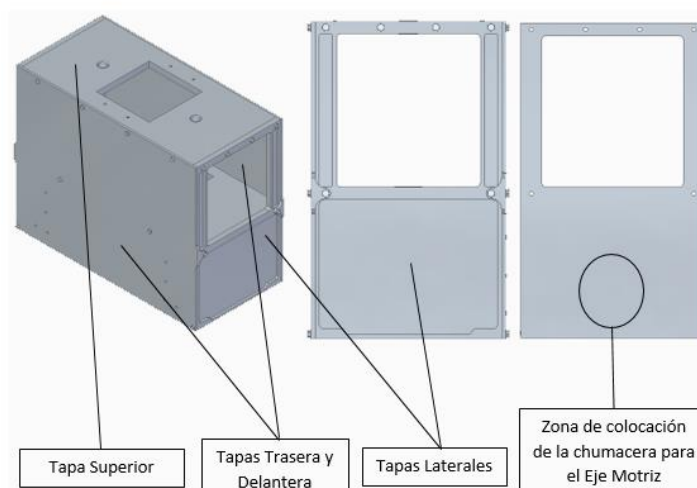
Entonces, todo el sistema estructural se divide en dos partes, la primera parte es el punto de apoyo inferior y la segunda el punto de apoyo superior, ver Figura 141.

La viga cuadrada del punto de apoyo inferior (Figura 141), va a soportar el peso del sistema de corte, mientras que se hace uso de placas las cuales servirán de estructura a tal sistema para soportar la carga F_C al ser resultante de la reacción del apoyo del eje motriz visible en la Figura 45 como A_Y o C_Y (ver ECU 71.1).

Se dispone a validar las características físicas y/o geométricas, al igual que el material dados por los autores para las placas o láminas estructurales visibles en la Figura 141 (seleccionadas ya por ser comerciales). La apariencia básica escogida por los autores para esta estructura de placas se muestra de forma más detallada en la Figura 143.

Figura 143.

Estructura de soporte en placas con su descripción.



Nota. Placas que conforman el sistema estructural de placas encargadas de soportar las fuerzas de corte de la retención y del eje motriz.

La tapa trasera del sistema estructural de soporte, por su geometría e inclinación que tiene con respecto a la estructura de soporte, exige un recolector externo de tasa el cual se encargara de recibir los líquidos sobrantes, si es que existen en el proceso de cortado. La forma física de la máquina permite que, en el caso de producirse algún tipo de derramamiento de jugo de caña de azúcar, (cuya posibilidad es muy baja ya que según

las pruebas de laboratorio realizadas los derramamientos son mínimos), permite el uso simple de una tasa o balde en el posible punto de caída del derramamiento.

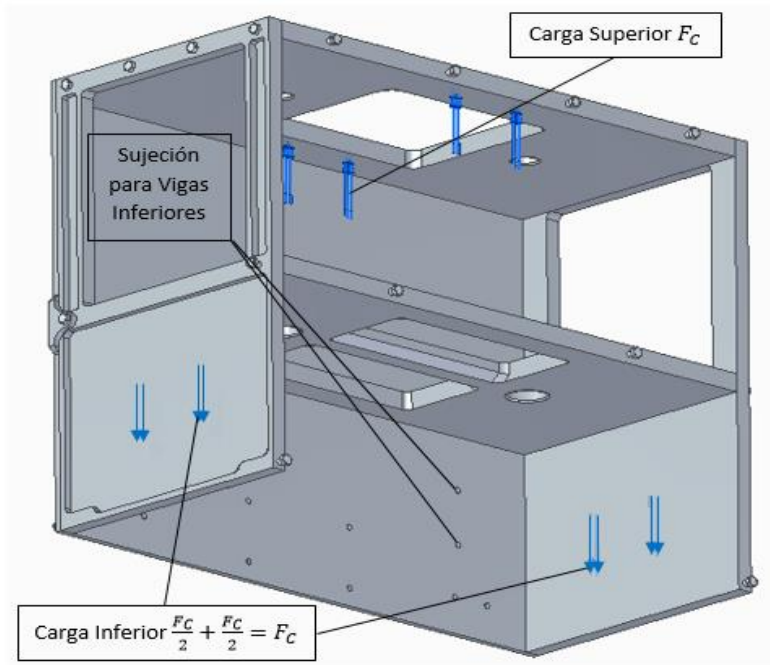
Entonces, para analizar la forma en la que la fuerza F_C se dispersa a través de toda la máquina cortadora, hay que observar con atención, primero, el momento crítico de corte. El momento crítico de corte se define como el momento mediante el cual el eje motriz se encuentra con un ángulo $\beta_m = 32^\circ$, ángulo en el cual el eje motriz está aplicando a la caña de azúcar, por medio del yugo y el plato de cuchillas, una carga máxima F_C igual a 17.6 kN justo antes de ser cortada.

En ese preciso momento, la carga F_C está siendo transmitida de igual forma a los retenedores o tapas de retención y estos, a su vez, transmiten tal carga a las tuberías de retención. Ahora bien, las tuberías de retención se sujetan una entre otra hasta llegar a atornillarse al final con la denominada “tapa superior” en la Figura 143.

La “tapa superior” está conectada mediante pernos a las tapas trasera, delantera y laterales, formando una estructura que, entre sí, dispersa la carga F_C por el hecho de que las tapas laterales son las que reciben la carga de las reacciones en los apoyos del eje motriz explicadas en la ECU.17.1. Lo anterior se explica en la Figura 144, en la cual no se muestra la tapa delantera expuesta en la Figura 143 para lograr divisar bien las cargas aplicadas en el interior de la estructura.

Figura 144.

Cargas que debe soportar la estructura de placas.



Nota. Estado de fuerzas y restricciones del sistema de placas para realizar el proceso de simulación por medio de métodos por elementos finitos.

Se logra visualizar de manera clara lo explicado, los vectores de fuerza superiores (carga superior), representan la carga aplicada a la tapa superior de la Figura 130, carga transmitida del sistema de retención hasta tal tapa por medio de los pernos usados para sujetar ambas piezas. Mientras que los vectores de fuerza inferiores o carga inferior (localizados en el asiento de los rodamientos de la chumacera para los apoyos del eje motriz), representan las cargas resultantes de las reacciones en los apoyos del eje motriz a razón de la carga F_C aplicada a tal eje, y de este, al yugo, al plato de cuchillas y a los demás componentes que le prosiguen.

La Figura 144 posee un alto grado de importancia, ya que permite deducir que las cargas visibles en ella, considerando toda la estructura de placas como todo, se cancelan entre sí. Hecho importante puesto que se evidencia que las cargas solo influirán en cada una de las placas o láminas estructurales, y no en los apoyos y sujeciones para las vigas

inferiores ni superiores (visible en Figura 144). Lo anterior se deduce que las vigas cuadradas huecas inferiores y superiores no deberán soportar (o al menos no de manera considerable), carga por parte del sistema de corte o de retención respecto a la fuerza F_c .

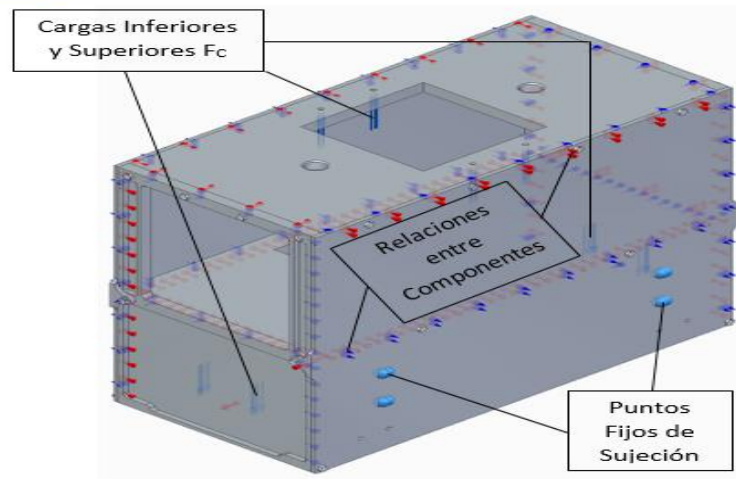
Se hace uso de una simulación por medio de métodos por elementos finitos a todo el ensamble de la Figura 130 para corroborar lo explicado en el párrafo anterior.

Se realizan tres simulaciones con tres tamaños de malla tetraédrica distintas aplicando los vectores fuerza F_c y determinando las restricciones correspondientes a las sujeciones para las vigas inferiores, ambos visibles en la Figura 144.

En la Figura 145 se puede visualizar el estado de carga, restricciones y relaciones entre los componentes para el ensamble necesario para realizar la simulación. Sus resultados se muestran en la Tabla 62.

Figura 145.

Estado de cargas actuantes en las placas estructurales.



Nota. Placas que conforman el sistema estructural de placas ensambladas por completo para realizar simulación por métodos de elementos finitos.

Tabla 62.

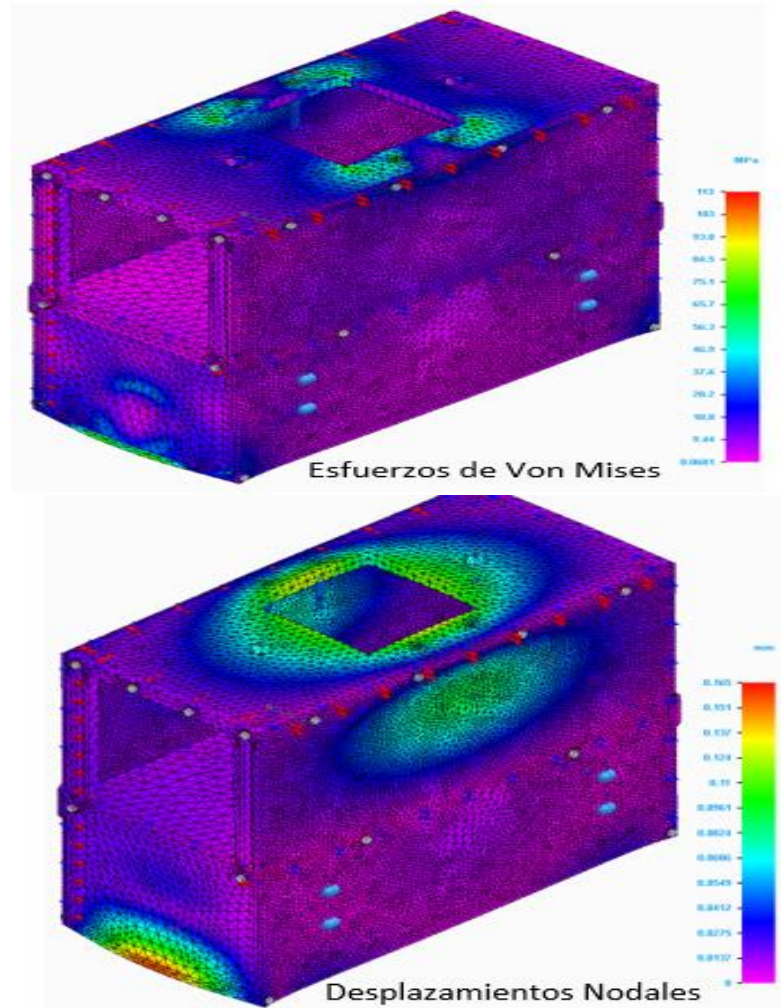
Resultados de las mallas tetraédricas de las simulaciones.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	9.56	6.37	5.73	-----
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	113	127	127	2
Desplazamiento Máx. (mm)	0.165	0.167	0.168	1

Nota. Resultado de las mallas tetraédricas de las simulaciones representadas con diferentes tamaños.

Figura 146.

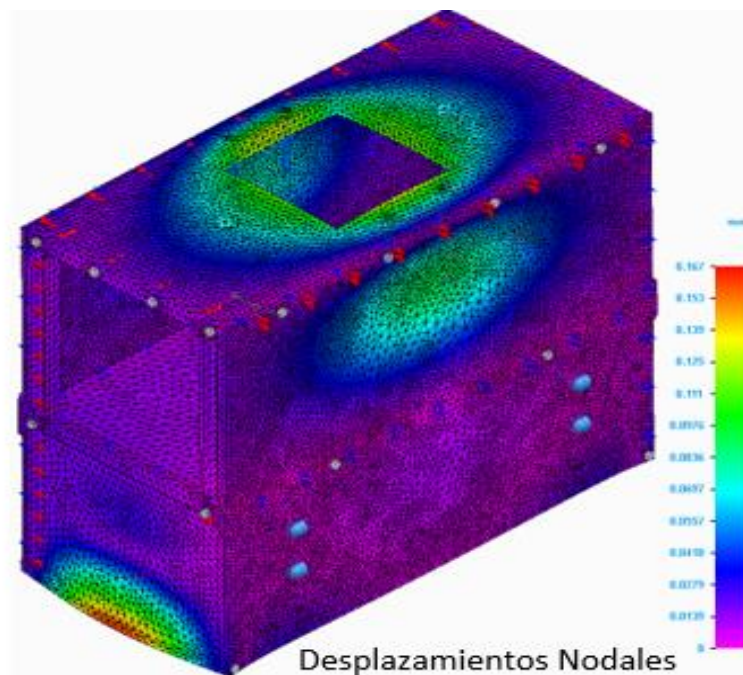
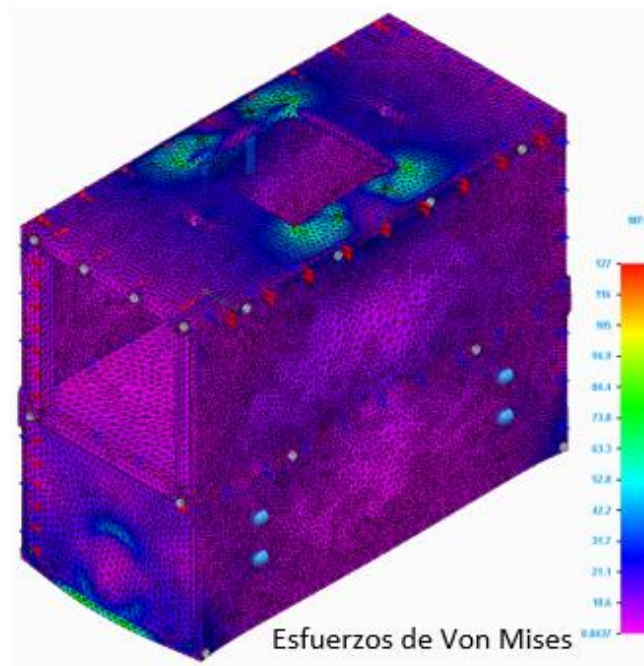
Simulación 1 con maya tetraédrica conjunto de 9,56mm



Nota. Visualización grafica de la simulación por elementos finitos correspondiente al primer tamaño de malla.

Figura 147.

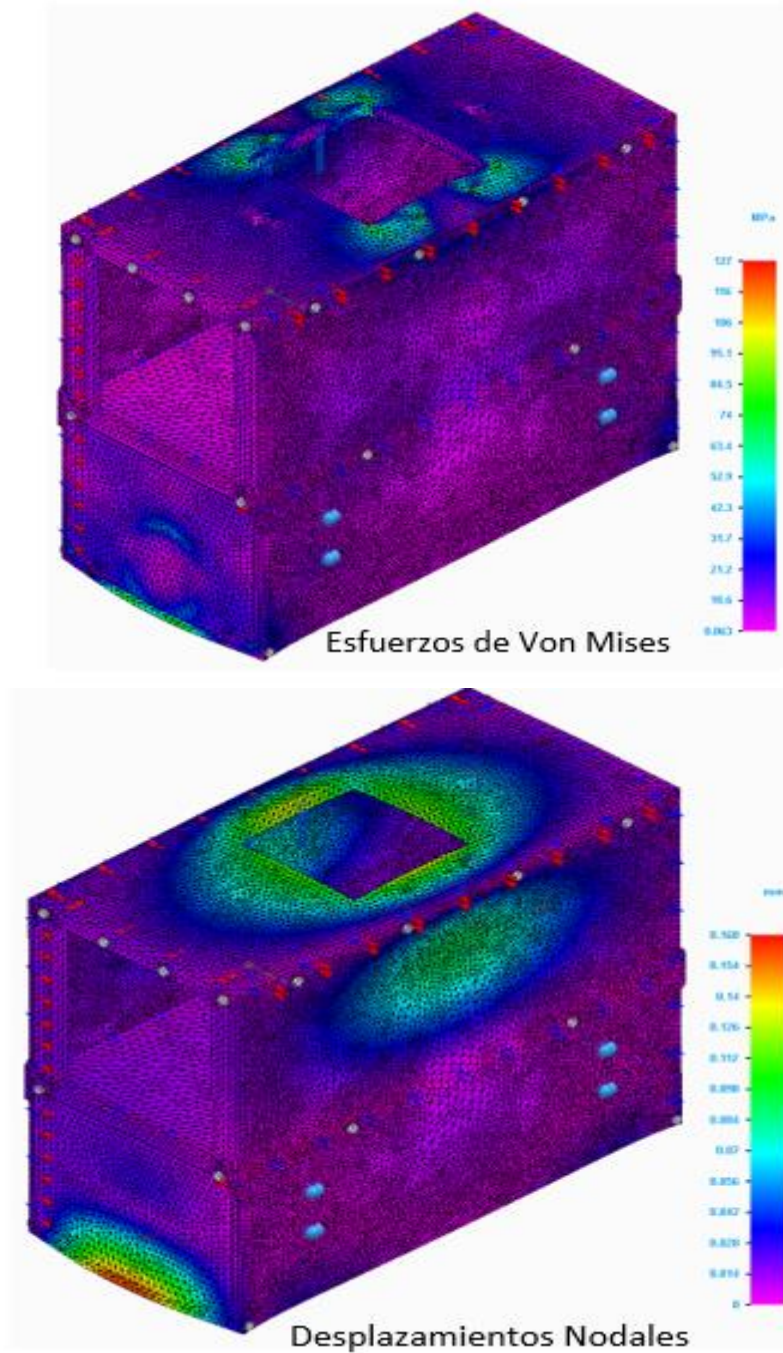
Simulación 2 con malla tetraédrica conjunto de 6,3 mm



Nota. Visualización grafica de la simulación por elementos finitos correspondiente al segundo tamaño de malla.

Figura 148.

Simulación 3 con malla tetraédrica conjunto de 5,73 mm



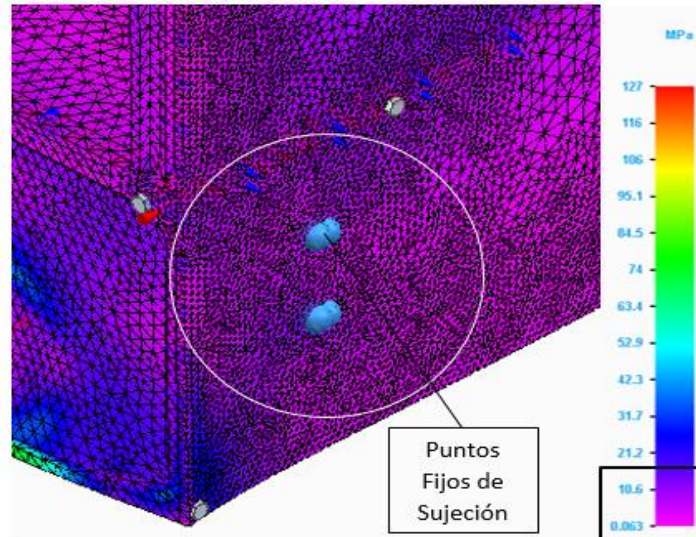
Nota. Visualización grafica de la simulación por elementos finitos correspondiente al tercero tamaño de malla.

De las simulaciones anteriores, encontramos que el esfuerzo de von mises máximo en todo el ensamble es de magnitud 127 MPa, y estos esfuerzos máximos se concentra en

los alrededores de los agujeros de la tapa o lámina superior en la cual se sujeta o atornilla todo el sistema de tuberías de retención. También hay parte del esfuerzo máximo que se propaga en los alrededores del asiento de la chumacera de apoyo para el eje motriz. Todo lo anterior, se da mientras que en los puntos fijos de sujeción visibles en la Figura 145 no se visualiza un estado de esfuerzos que se considere importante para los autores. En la Figura 149 se hace un acercamiento a uno de los puntos de fijación que representa el apoyo de las vigas cuadradas huecas inferiores para lograr observar de mejor forma el rango de colores de los esfuerzos.

Figura 149.

Punto de fijación en las placas estructurales.



Nota. Visualización de los resultados importantes de las simulaciones realizadas y mostradas anteriormente en la zona requerida.

Es de fácil apreciación que los colores dentro del círculo blanco que encierra los puntos de fijación para la sujeción de la tapa trasera, no representan esfuerzos grandes, según la barra de colores que expone el rango de esfuerzos de todo el ensamble desde el máximo valor de esfuerzo de von mises en rojo, hasta el mínimo que tiende al color violeta.

El color correspondiente a la zona alrededor de los puntos fijos de sujeción tiende a estar dentro del rango señalado en el cuadro en negrita ubicado en la parte inferior

derecha. Sabiendo que cualquier esfuerzo arbitrario τ es directamente proporcional a una fuerza F también arbitraria ($\tau = \frac{F}{A}$), se valida entonces que en tales puntos de sujeción la porción de la fuerza F_C que se concentra es despreciable.

Por lo tanto, se ratifica que las vigas solo soportarán carga por parte del peso de los componentes de los sistemas de retención y de corte, y no por parte de la fuerza F_C necesaria para cortar las 4 cañas.

Se procede a validar mecánicamente las placas estructurales usadas para generar todo el ensamble de la Figura 143 y corroborar tales resultados con simulaciones por medio de métodos por elementos finitos.

El primer elemento a analizar será la placa superior, esto dado que es el elemento que está en contacto con la mayor cantidad de piezas del sistema estructural de las láminas repartiendo cargas a cada una de estas por medio de las sujeciones en forma de pernos que las unen.

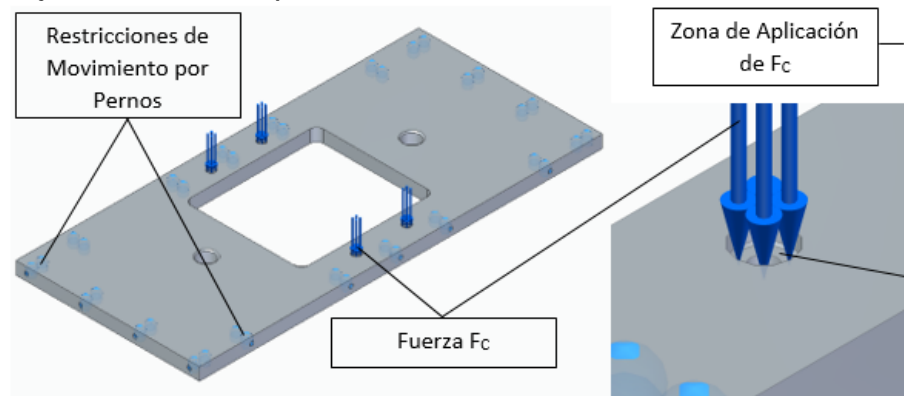
La placa superior está sujeta y en contacto directo con el sistema de retención. Como se explicó anteriormente, la sujeción genera una aplicación de carga en la placa precisamente en el que se da la retención y/o corte sobre la caña de azúcar, cuya magnitud se iguala a F_C .

Esa carga con magnitud F_C se concentra principalmente en los agujeros destinados como asientos para las sujeciones que unen al sistema de retención y a la placa por medio de pernos M5 generando la repartición de tal carga a través de todo el sistema estructural de placas. La placa se encuentra restringida por los pernos durante todo su perímetro, y esos pernos generan restricciones que serán de gran importancia para realizar las simulaciones correspondientes a esta pieza para su validación en cuanto a su comportamiento mecánico más adelante.

Teniendo en cuenta lo anterior se logra deducir que, gracias al nivel de restricción de esta placa, los esfuerzos producidos por la carga F_C tienden a concentrarse en mayor medida sobre los asentamientos de las cabezas de los 4 pernos que aseguran la sujeción entre la placa y el sistema de retención, ver Figura 150.

Figura 150.

Puntos de restricción de movimiento por los pernos sujetadores de las placas.



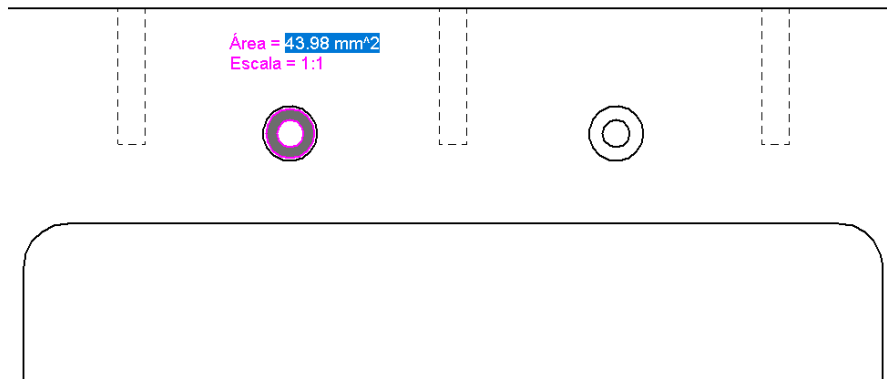
Nota. Visualización del estado de fuerzas y restricciones de la placa superior.

Se logra visualizar fácilmente que la fuerza F_C se aplica sobre una zona circular que se encuentra en el interior de un cilindro destinado a ser el asiento de la cabeza del perno M5 que se sujeta con la tubería de retención. El área será crítica que deberá soportar la mayor cantidad de esfuerzos sobre si misma, cuya fuerza de aplicación individual para cada una de esas áreas será claramente de una magnitud $\frac{F_C}{4}$ al ser 4 las cavidades de asentamiento para 4 pernos de sujeción.

En la Figura 151 se logra ver la magnitud de área en mm^2 que soportará la carga $\frac{F_C}{4}$ mencionada anteriormente.

Figura 151.

Área de carga que debe soportar los pernos y las placas.



Nota. Área que soporta la fuerza correspondiente al sistema de retención en su trabajo de retener la caña de azúcar.

Teniendo en cuenta el área, se tiene entonces:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F_C}{4} = \frac{4.4 \text{ kN}}{44 \text{ mm}^2 \frac{(0.001 \text{ m})^2}{\text{mm}^2}}$$

Si $F_C = 17.6 \text{ kN}$, se obtiene:

$$\tau = \frac{4.4 \text{ kN} \frac{0.001 \text{ MN}}{\text{kN}}}{4.4 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 100 \text{ MPa}$$

Son entonces, aproximadamente, 100 MPa de esfuerzo que deberán soportar los cuatro agujeros de sujeción para con el sistema de retención con la lámina estructural superior.

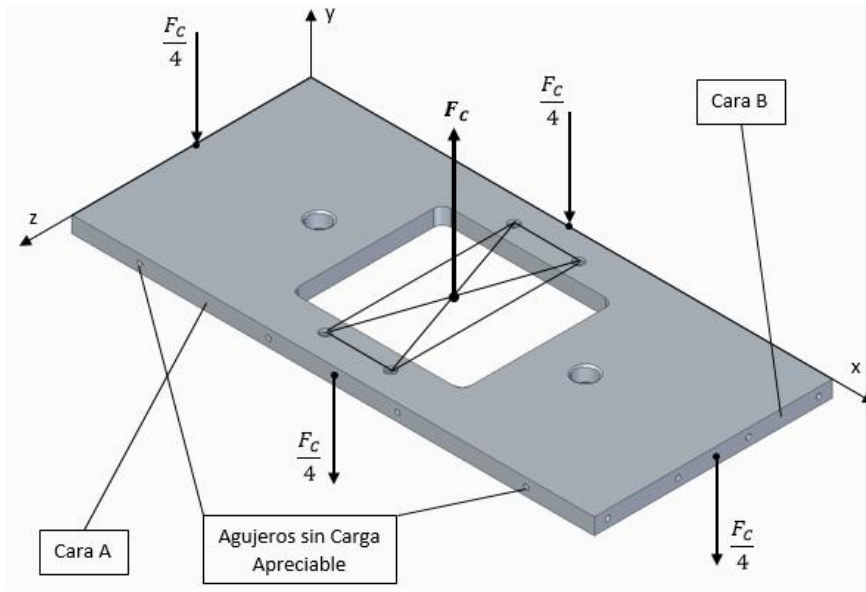
Vale la pena mencionar que, asumiendo esta placa como rígida, la fuerza F_C aplicada a ella se dividirá en cuatro partes iguales (al igual que para el caso de los agujeros de sujeción entre la placa y el sistema de retención que se acaban de calcular, ver Figura 150 y 151), entre las 4 placas inferiores: las 2 laterales, la trasera y la delantera. Dato importante en el momento del análisis de tales componentes que se dará posteriormente.

4.12.2 Diagramas de cargas actuantes en la placa

Como siguiente paso, se elabora un diagrama de la placa superior para mostrar la forma en la que se le aplican las cargas y la forma en que se consideran sus reacciones, el diagrama está realizado a partir del ensamble real de la Figura 145 en donde se observa que los agujeros de la placa superior durante todo su perímetro sirven de restricción o apoyo para inmobilizarla, provocando reacciones en el sentido contrario a la fuerza F_c aplicada sobre los asentamientos de los pernos, generando 3 reacciones o variables desconocidas en la llamada cara A y 3 en la Cara B, Figura 152. Para evitar indeterminaciones derivadas de la cantidad de apoyos que supone cada uno de los pernos (que generaría un sistema de 5 incógnitas con solo 3 ecuaciones), se asume, en modo de simplificación, que la pieza se comporta como un componente completamente rígido y, de igual forma se asume, que la fuerza de cada uno de los pernos que se aplica a cada cavidad de asentamiento se divide en cuatro partes iguales sobre el centro de las caras A y B como se muestra en la Figura 152

Figura 152.

Cargas resultantes que se superponen en la placa.



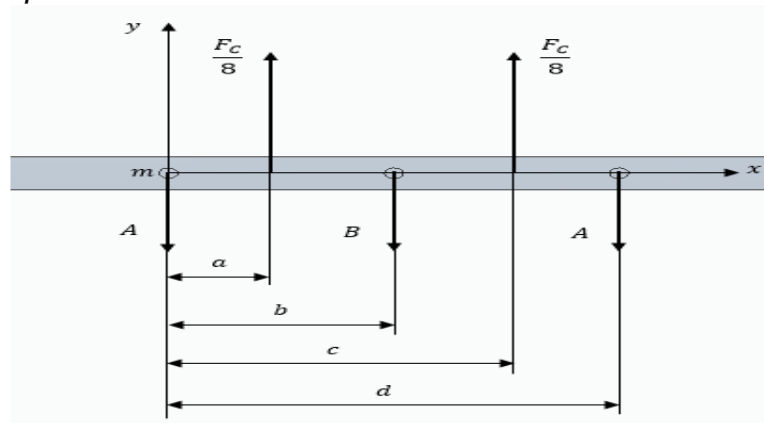
Nota. Visualización del estado de fuerzas en el análisis estático de la placa superior.

Siguiendo esa línea de ideas, se realiza un cálculo estático para determinar las fuerzas de reacción correspondientes a los agujeros que se considere necesarios de cada perno en el perímetro de la placa superior teniendo en cuenta la simplificación anterior, cabe aclarar que necesarios se hace la referencia a los agujeros que deberán soportar la mayor cantidad de carga y no la menor. Como puede verse en forma de nota en la Figura 152 como Agujeros sin Carga Apreciable (innecesarios de cálculo).

En la Figura 153 se muestra la vista frontal que muestra la Cara A de la Figura 152. La cara contiene 5 agujeros para 5 pernos que sujetarán la placa superior con las placas trasera y frontal. De los 5 agujeros mencionados solo se analizarán los tres del medio en razón de que, primero, la fuerza F_C genera esfuerzos en esos tres agujeros principalmente, al ser los agujeros inmediatos en cuanto a posición respecto a los puntos de aplicación de la carga F_C , y segundo, para evitar indeterminaciones por tener incógnitas de más. Vale la pena resaltar que las fuerzas que se generarán en los agujeros sobrantes (los dos de los extremos de la Cara A de la Figura 152, no reciben mayor carga, solo se usan en esas posiciones para asegurar un cierre óptimo a las placas traseras y delanteras con respecto al exterior de la máquina, y así, proteger el mecanismo interior.

Figura 153.

Reacciones resultantes para el análisis estático de la placa cara A.



Nota. Fuerzas aplicadas resultantes en la cara A por parte de la fuerza correspondiente al sistema de retención.

Como puede notarse, la fuerza $\frac{F_C}{4}$ se seccionó en dos partes iguales de valor $\frac{F_C}{8}$ (ambas ubicadas sobre los ejes de los agujeros de cada perno correspondiente), en razón de evitar fallos en el cálculo, pues si el vector fuerza B queda sobre el mismo eje que la fuerza $\frac{F_C}{4}$ habría una indeterminación en las ecuaciones. Entonces:

$$\sum F_Y = 0$$

$$\frac{F_C}{4} - 2A - B = 0 \text{ ECU. 14.13.1.1}$$

$$\sum M_m = 0$$

$$a \frac{F_C}{8} - bB + c \frac{F_C}{8} - dA = 0 \text{ ECU. 14.13.1.2}$$

Aquí se realiza un análisis al sistema de vectores de la Figura 152 notando que los vectores fuerza A y B, son en realidad de igual magnitud teniendo en cuenta que las fuerzas $\frac{F_C}{8}$ aplicadas en dirección ascendente, se ubican aproximadamente en la mitad entre esos vectores (A y B). Por lo tanto:

$$A = B \text{ ECU. 14.13.1.3}$$

Y utilizando la ECU14.13.1.3 en la ECU14.13. 1.2 y sabiendo:

$$a = 29.25 \text{ mm}$$

$$b = 59.25 \text{ mm}$$

$$c = 89.25 \text{ mm}$$

$$d = 118.5 \text{ mm}$$

Se obtiene:

$$A = B = \frac{F_C}{12}$$

$$A = B = 1.47 \text{ kN}$$

Con el anterior resultado se procede a calcular los esfuerzos que deberán soportar los pernos de forma cortante al sujetar la placa superior con las placas delanteras y traseras, verificar que, como tal ese conjunto de placas sujetadas soporte el esfuerzo aplastante.

Primero se considera el esfuerzo cortante que soportarán los pernos M5 de sujeción:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau_{Cortante} = \frac{B}{\frac{\pi}{4}\phi^2}$$

$$\tau_{Cortante} = \frac{1.47 \times 10^{-3} \text{ MN}}{\frac{\pi}{4} \left(5 \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \frac{0.001 \text{ m}}{\text{mm}}\right)^2}$$

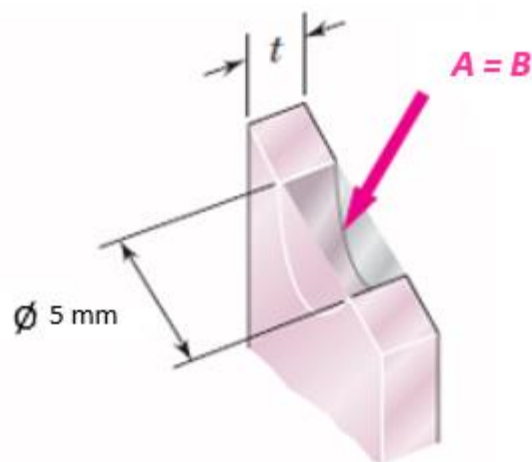
$$\tau_{Cortante} = 75 \text{ MPa}$$

Como se calculó en uno de los apartados anteriores, el esfuerzo permisible para los pernos es de $\sigma_{permisible} = 280 \text{ MPa}$. Se asegura entonces que el perno no fallará por cortante en virtud de la sujeción entre la placa superior y la placa trasera y delantera, que su comportamiento se mantendrá dentro del rango elástico lejos de la falla mecánica o la deformación permanente.

Considerando ahora, el esfuerzo aplastante que se aplica a las placas sobre la superficie de contacto entre el perno y el área generada por el grosor de ambas placas sujetadas (placa superior con placas trasera y delantera), se procede a validar los grosores comerciales para placas estructurales escogidos para ambas, (ver Figura 154).

Figura 154.

Espesor estructural para la placa



Nota. Visualización del esfuerzo aplastante producido sobre la placa por parte de los pernos

encargados de generar el ensamble entre placas. Fuente: Ferdinand P. Beer, *Mecánica de materiales*, pagina 28; modificada.

Para el caso de la placa superior ($t = 15 \text{ mm}$), tenemos:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau_{Aplastante} = \frac{B}{(5 \text{ mm})t}$$

$$\tau_{Aplastante} = \frac{1.47 \times 10^{-3} \text{ MN}}{(5 \times 10^{-3} \text{ m})(15 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\tau_{Aplastante} = 20 \text{ MPa}$$

Para el caso de las placas trasera y delantera ($t = 5 \text{ mm}$), tenemos:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau_{Aplastante} = \frac{B}{(5 \text{ mm})t}$$

$$\tau_{Aplastante} = \frac{1.47 \times 10^{-3} \text{ MN}}{(5 \times 10^{-3} \text{ m})(5 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\tau_{Aplastante} = 59 \text{ MPa}$$

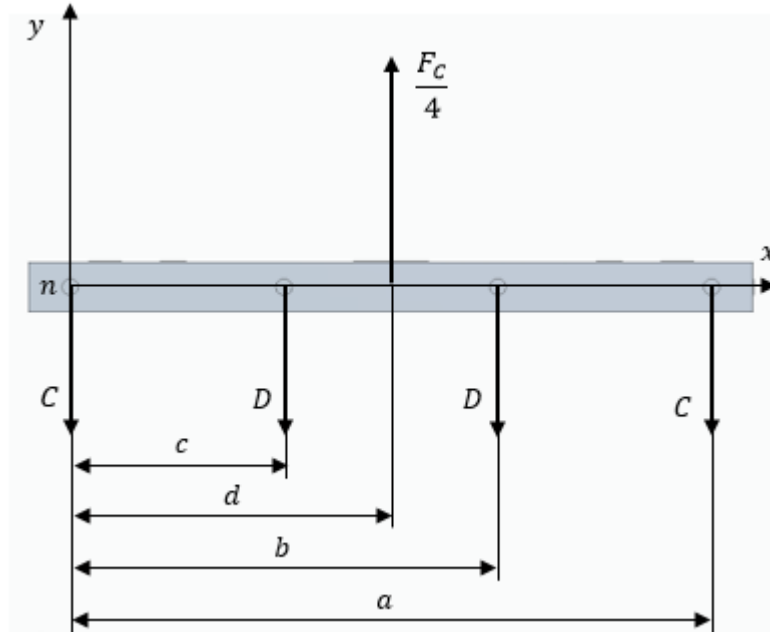
Como puede verse, en ninguno de los dos casos se supera el esfuerzo de fluencia de material correspondiente a las placas estructurales ASTM A-36 de magnitud $\tau_{Fluencia} = 250 \text{ MPa}$. Se asegura el buen comportamiento mecánico y el permanente trabajo dentro del rango elástico del material.

Ahora se realiza el mismo proceso (hablando del cálculo estático de la Cara A de la Figura 152 y 153), para la Cara B en pro de la determinación de los vectores fuerza de los cuatro pernos que allí se encuentran generados al sujetar la placa superior con las placas laterales. Al igual que en el caso de la Cara A los vectores se usarán para validar los esfuerzos aplastantes y cortantes en las placas y los pernos, respectivamente.

En la Figura 154 encontramos la Cara B de la Figura 152 con los vectores fuerza, cada vector correspondiente a cada reacción de cada uno de los 4 pernos usados para sujetar la placa superior con las laterales.

Figura 155.

Reacciones resultantes para el análisis estático de la placa cara B.



Nota. Fuerzas aplicadas resultantes en la cara B por parte de la fuerza correspondiente al sistema de retención.

Nótese que las fuerzas pares en los agujeros de los extremos y en la zona media (C-C y D-D), son de igual magnitud al asumir central la porción de la fuerza F_C ($\frac{F_C}{4}$), correspondiente para ésta cara. Teniendo en cuenta lo anterior, el proceso de cálculo estático resultó en:

$$\sum F_Y = 0$$

$$\frac{F_C}{4} - 2C - 2D = 0 \text{ ECU. 14.13.1.4}$$

$$\sum M_m = 0$$

$$d \frac{F_C}{8} - (c + b)D - aC = 0 \text{ ECU. 14.13.1.5}$$

Llegado a este punto, hay que realizar un análisis profundo a la Figura 154, y notar que hay unas relaciones entre cada una de las dimensiones dadas para posicionar cada vector fuerza con respecto a los demás. Tales relaciones están dadas por:

$$c = a - b \text{ ECU. 14.13.1.6} \quad d = \frac{a}{2} \text{ ECU. 14.13.1.7}$$

Lo anterior, en razón de que la posición de cada agujero en la Cara B está posicionada simétricamente con respecto a la fuerza F_C y con respecto a los agujeros mismos. Esas relaciones generan cierta igualdad entre las ecuaciones ECU. 14.13. 1.4 y 14.13. 1.5, lo cual crea una situación donde hay dos incógnitas con una sola ecuación. El problema se soluciona de la misma forma que se solucionó la indeterminación explicada en la Figura 152 y 153. Se asume la pieza perfectamente rígida y se divide la fuerza $\frac{F_C}{4}$ entre dos partes iguales correspondientes a los dos primeros agujeros más próximos al punto de aplicación de $\frac{F_C}{4}$, es decir:

$$D = \frac{F_C}{8} \text{ ECU. 14.13.1.8}$$

Por lo tanto:

$$D = 2.2 \text{ kN}$$

Con el anterior resultado se procede a calcular los esfuerzos que deberán soportar los pernos de forma cortante al sujetar la placa superior con las placas laterales y a verificar que, el conjunto de placas sujetadas soporte el esfuerzo aplastante.

Primero se considera el esfuerzo cortante que soportarán los pernos M5 de sujeción:

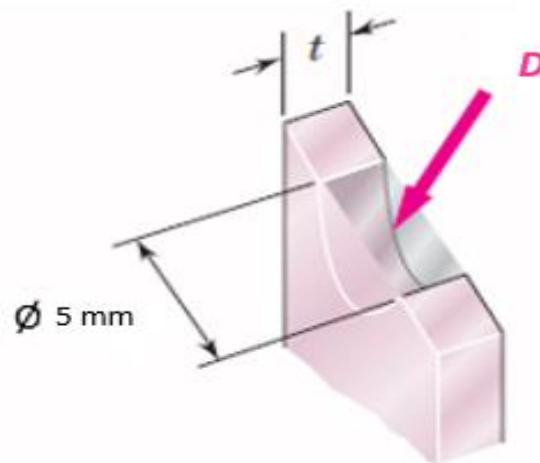
$$\begin{aligned} \tau &= \frac{F}{A} \\ \tau_{\text{Cortante}} &= \frac{D}{\frac{\pi}{4} \phi^2} \\ \tau_{\text{Cortante}} &= \frac{2.2 \times 10^{-3} \text{ MN}}{\frac{\pi}{4} \left(5 \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \frac{0.001 \text{ m}}{\text{mm}} \right)^2} \\ \tau_{\text{Cortante}} &= 112 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Como se calculó en uno de los apartados anteriores, el esfuerzo permisible para los pernos es de $\sigma_{permisible} = 280 \text{ MPa}$. Se asegura entonces que el perno no fallará por cortante en virtud de la sujeción entre la placa superior y laterales, y que su comportamiento se mantendrá dentro del rango elástico lejos de la falla mecánica o la deformación permanente.

Considerando ahora el esfuerzo aplastante que se aplica a las placas sobre la superficie de contacto entre el perno y el área generada por el grosor de ambas placas sujetadas (placa superior con placas laterales), se procede a validar los grosores comerciales para placas estructurales escogidos para ambas, (ver Figura 154).

Figura 156.

Cálculo del espesor para la placa superior.



Nota. Visualización del esfuerzo aplastante producido sobre la placa por parte de los pernos encargados de generar el ensamble entre placas. *Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales, página 28; modificada.*

Para el caso de la placa superior ($t = 15 \text{ mm}$), tenemos:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau_{Aplastante} = \frac{D}{(5 \text{ mm})t}$$

$$\tau_{Aplastante} = \frac{2.2 \times 10^{-3} \text{ MN}}{(5 \times 10^{-3} \text{ m})(15 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\tau_{Aplastante} = 29 \text{ MPa}$$

Para el caso de las placas laterales ($t = 12 \text{ mm}$), tenemos:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau_{Aplastante} = \frac{D}{(5 \text{ mm})t}$$

$$\tau_{Aplastante} = \frac{2.2 \times 10^{-3} \text{ MN}}{(5 \times 10^{-3} \text{ m})(12 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\tau_{Aplastante} = 37 \text{ MPa}$$

Como puede verse, en ninguno de los dos casos se supera el esfuerzo de fluencia del material correspondiente a las placas estructurales ASTM A-36 de magnitud $\tau_{Fluencia} = 250 \text{ MPa}$. Se asegura el buen comportamiento mecánico y el permanente trabajo dentro del rango elástico del material.

Ahora bien, para validar el buen funcionamiento mecánico de toda la placa superior se realiza una simulación por métodos de elementos finitos donde se generan 3 distintos tipos de tamaño de malla para encontrar una convergencia que asegure un comportamiento mecánico aceptable.

En la Tabla 63 se muestran los resultados de las variaciones de tamaño de malla y sus respectivos resultados. En las Ilustraciones 157, 158 y 159, se muestra la forma en la que se dispersan los esfuerzos en la placa estructural y su desplazamiento en mm.

Tabla 63.

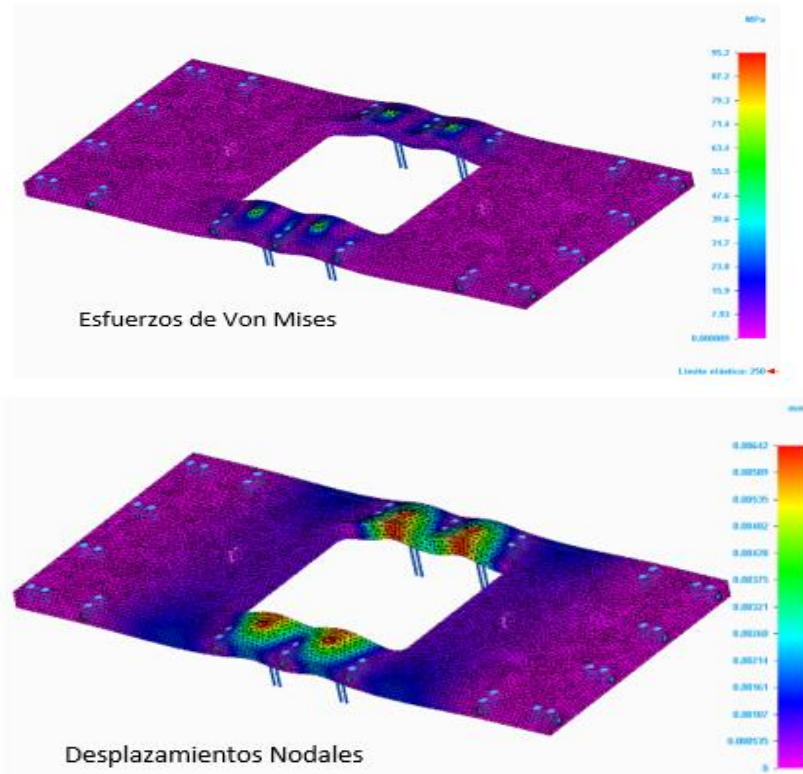
Datos de las 3 simulaciones en la tapa superior con mallas tetraédricas.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	3.37	2.89	2.41	_____
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	95.2	108	104	2
Desplazamiento Máx. (mm)	0.00642	0.00644	0.00649	2

Nota. Resultados de los tres tamaños de malla usado en las simulaciones por elementos finitos para encontrar convergencia y datos aceptables.

Figura 157.

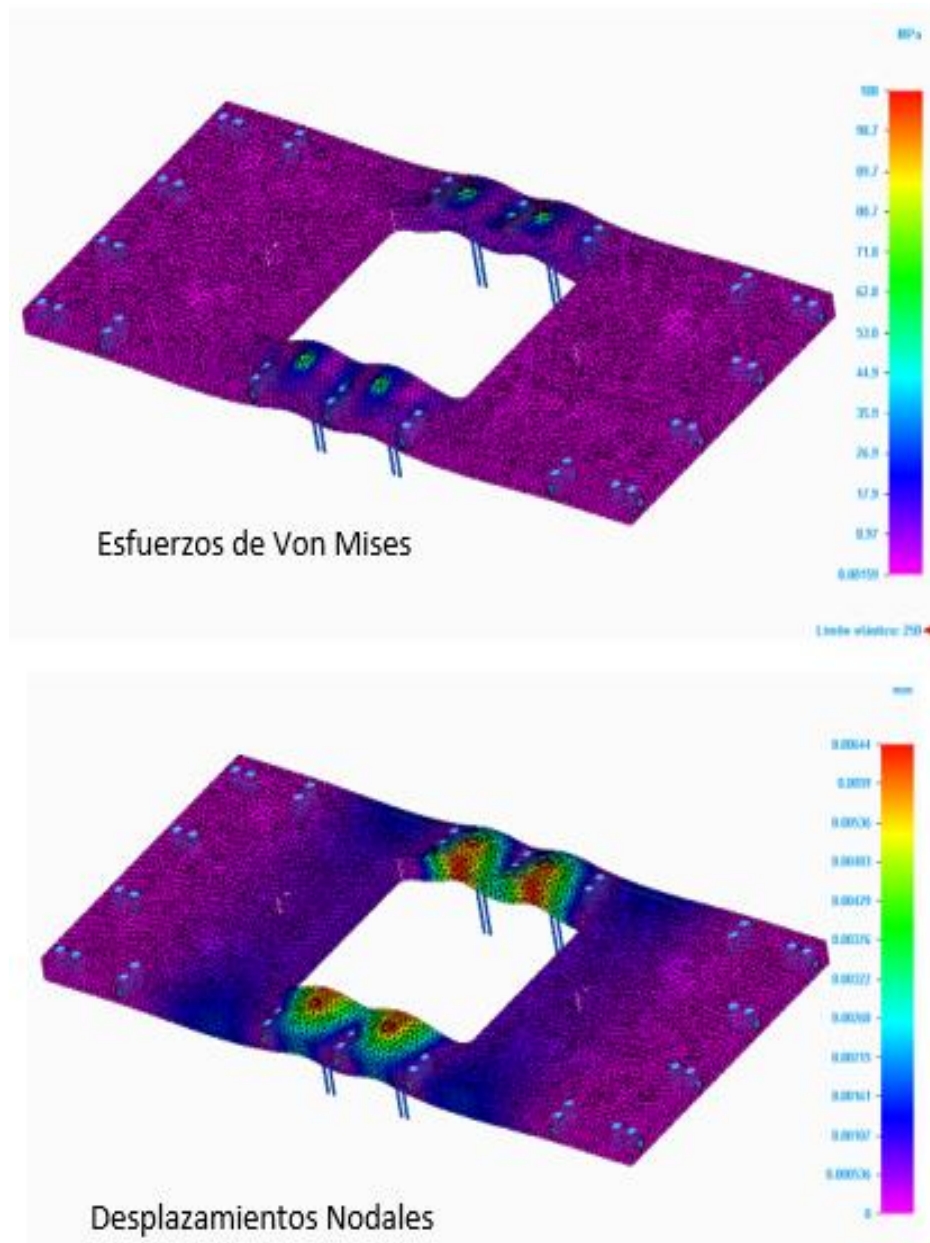
Simulación 1 con malla tetraédrica placa superior de 3,37mm



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al primer tamaño de malla.

Figura 158.

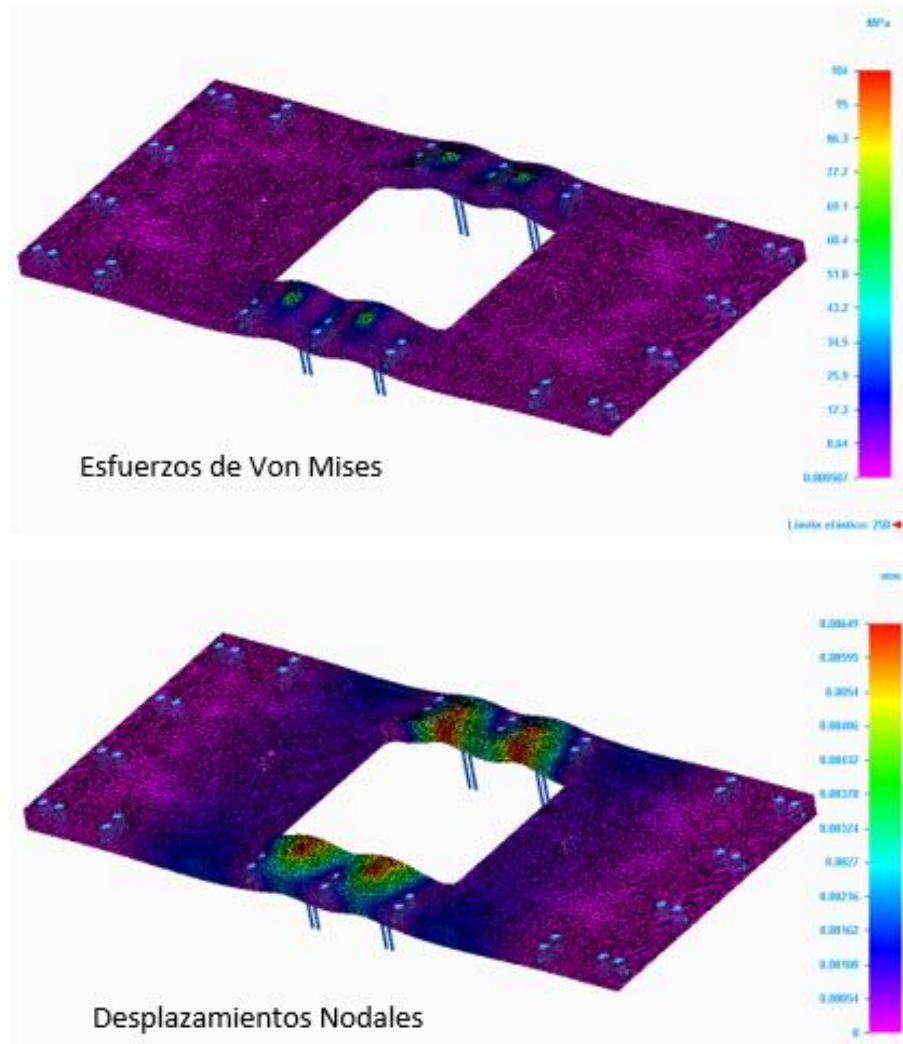
Simulación 2 con malla tetraédrica placa superior de 2,89 mm



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al segundo tamaño de malla.

Figura 159.

Simulación 3 con malla tetraédrica placa superior de 2,41 mm



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al tercer tamaño de malla.

A partir de los resultados de las simulaciones se puede deducir, primero, que los esfuerzos realmente si se concentrarán en los puntos señalados anteriormente (es decir, en los puntos de asentamiento de los pernos para la sujeción lámina superior - sistema de retención ver Figura 150 y 151) y, segundo, las magnitudes de esos esfuerzos obtenidas por las simulaciones dan resultados en magnitud apreciablemente cercanos a los cálculos manuales donde el esfuerzo de mayor cantidad, según la simulación es de 108 MPa y el calculado de 100 MPa, tal diferencia se debe al nivel de detalle de la

simulación, la cual tiene en cuenta las pequeñas variaciones de flexión y esfuerzo en el interior de los agujeros.

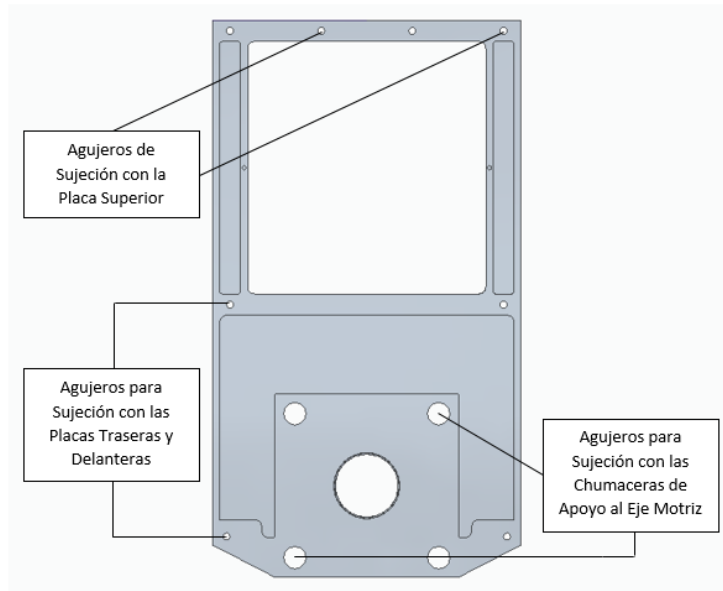
Ambos resultados se encuentran dentro de la zona elástica de las propiedades del material usado y/o seleccionado según los autores, acero ASTM A-36 para placas estructurales, por lo que se asegura su buen funcionamiento bajo las condiciones aplicadas, sin olvidar que el desplazamiento máximo derivado de las simulaciones fue de menos de una centésima de mm, esto, debido al nivel de la restricción de la pieza.

Continuando con la siguiente pieza a considerar, se tienen las placas laterales o láminas laterales, a estas placas ya se les consideró anteriormente durante el cálculo de los esfuerzos por aplastamiento realizado de manera posterior a las Ilustraciones 154 y 156 sobre sus agujeros superiores visibles en la Figura 159, los cuales, alinean a la placa lateral con la superior para su posterior sujeción.

Por lo tanto, para las placas laterales solo queda determinar las fuerzas que se generan por su sujeción con las placas trasera y delantera como se puede ver en la Figura 160.

Figura 160.

Construcción geométrica para la placa lateral estructural.



Nota. Forma física de la placa lateral determinada por los autores para anclaje de placas y chumacera.

Como puede verse en la Figura 160 a la placa lateral se le realiza perforaciones adicionales destinadas para los pernos que sujetarán unas chumaceras que funcionarán de apoyo al eje motriz, el cual descansará sobre los apoyos y generará reacciones a razón de la fuerza F_C sobre estos agujeros.

4.12.3 Selección de chumacera Tipo brida cuadrada con borde para montaje para anclar a la placa lateral estructural

Las chumaceras fueron seleccionadas con base a dos variables importantes que dependen del eje motriz y su relación con la fuerza F_C : la carga que deberán soportar (8.8 kN de forma radial, extraído de la ECU.17.1) y la magnitud diametral del eje motriz en los cilindros correspondientes a los apoyos (40 mm). En la Figura 161 se puede observar el tipo de chumacera utilizado para la aplicación específica del presente proyecto, y la referencia de chumacera seleccionada según el catálogo NTN Corporation

CHUMACERAS [25], (ver anexo 16) junto con las capacidades de carga estática y dinámica correspondiente a la referencia seleccionada en la parte inferior de la imagen.

Figura 161.

Selección de chumacera para anclar en las tapas de soporte.

Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales									Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		L	J	A ₁	A ₂	A	N	A ₃	B	S		
40	UCF208D1	130	102	21	15	36	16	51.2	49.2	19	M14	UC208D1
1 1/2	UCF208-108D1	5 1/8	4 1/16	53/64	19/32	1 13/32	5/8	2 1/64	1.9370	0.748	1/2	UC208-108D1
1 3/16	UCF208-109D1											UC208-109D1
45	UCF209D1	137	105	22	16	38	16	52.2	49.2	19	M14	UC209D1
1 7/8	UCF209-110D1											UC209-110D1
1 13/16	UCF209-111D1	5 13/32	4 3/64	15/64	3/8	1 1/2	3/8	2 1/16	1.9370	0.748	1/2	UC209-111D1
1 3/4	UCF209-112D1											UC209-112D1

Observaciones: 1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
 NOTA: Por favor, refiérase a la página 36 para el tamaño de la grasa.

Dynamic Load Rating	4400 lbf 19500 N 19.50 kN	 <p>INFERIORES A 8.8 kN</p>
Static Load Rating	2540 lbf 11300 N 11.30 kN	
Rotational Speed [Max]	4900 RPM	
Weight	2.256 lb 1.023 kg	

Nota. Catálogo usado para la selección de la chumacera correspondiente al soporte de eje motriz en el interior del sistema de placas estructurales.

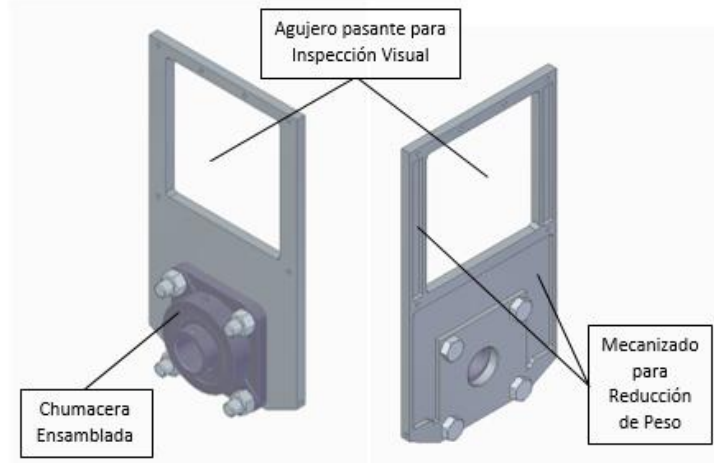
Fuente: Catálogo de chumaceras, NTN CORPORATION; [En línea].
<https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf> [Acceso: Diciembre 01,2020]

La chumacera estandarizada que se selecciono por los criterios de especificación es las UCF208D1 en ambos apoyos es la misma.

Continuando con el cálculo de las Placas Laterales, y teniendo en cuenta la selección de chumacera anterior, el aspecto que toma tal placa se puede visualizar en la Figura 162.

Figura 162.

Ensamble complementario para las tapas estructurales laterales.



Nota. Visualización de la placa lateral en su estado ensamblado con la chumacera de soporte del eje motriz.

4.12.4 Diagramas de cargas actuantes nuevas en las placas laterales

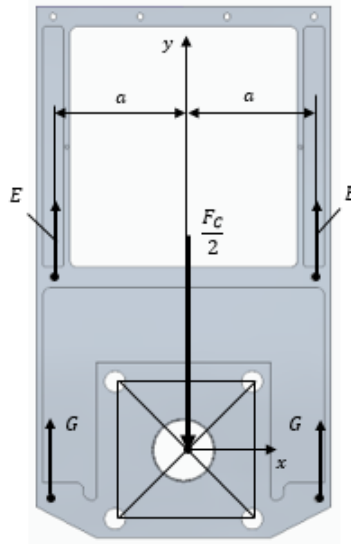
Ahora se realiza un análisis estático para determinar las reacciones en los apoyos correspondientes a los agujeros para la sujeción de las Placas Traseras y Delanteras, ver Figura 160.

Tales reacciones dependen solo de la fuerza de reacción que se genera en los agujeros de sujeción de la chumacera al ser ésta la encargada de recibir parte de la carga que recibe el eje motriz, el cual, se apoya y aplica una carga igual a $\frac{F_C}{2}$ en cada chumacera como lo dicta la ECU.17.1.

Entonces tenemos un estado estático como lo muestra la Figura 163.

Figura 163.

Reacciones estáticas que se producen en la tapa lateral



Nota. Estado de fuerzas y reacciones correspondiente a la placa lateral en su análisis estático.

De la Figura 163 se obtiene:

$$\sum F_Y = 0$$
$$-\frac{F_C}{4} + 2(E + G) = 0 \text{ ECU. 4.13.4.9}$$

$$\sum M_m = 0$$
$$-\frac{a}{4} F_C + b(E + G) = 0 \text{ ECU. 4.13.4.10}$$

Como la pieza en si es geoméricamente simétrica y la disposición de las fuerzas aplicadas junto con las reacciones generadas es igualmente geométrica (como se puede notar con la magnitud a de la Figura 151), se tiene:

$$E = G \text{ ECU. 4.13.4.11}$$

Entonces reemplazando la ECU. 4.13.4.11 en la ECU. 4.13.4.9:

$$E = G = \frac{F_C}{16}$$

Por lo que:

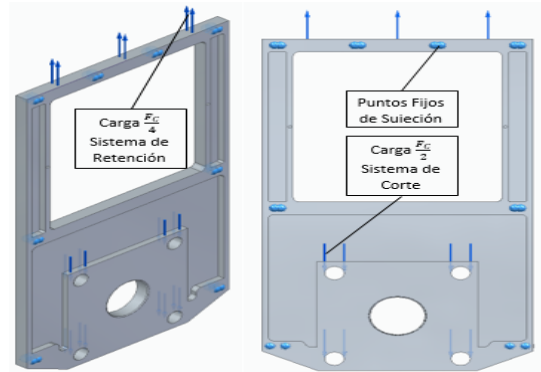
$$E = G = 1.1 \text{ kN}$$

Según el anterior resultado, se considera innecesario realizar un cálculo de esfuerzo cortante y aplastante para los pernos y para las placas, respectivamente. Debido a que en cálculos anteriores se ha demostrado que con cargas mayores a las de $E = G = 1.1$ kN, las placas y pernos se comportan de buena forma mecánicamente hablando, esto, teniendo en cuenta que la placa lateral tiene un grosor de 12 mm en las zonas de sujeción con pernos y tales agujeros para esta sujeción son de tamaño M5 al igual que en las demás placas.

Ahora se realiza un análisis por medio de métodos por elementos finitos para validar todo lo anterior. En la Figura 154 se muestra el estado de cargas y restricciones de la Placa Lateral.

Figura 164.

Especificación detallada de las cargas en la placa estructural



Nota. Estado de fuerzas y restricciones de la placa lateral necesarias para realizar el proceso de simulación por elementos finitos.

Donde la “Carga $\frac{F_C}{4}$ Sistema de Retención” representa la porción de fuerza F_C proveniente del sistema de tuberías de Carga Superior visibles en la Figura 144, y la “Carga $\frac{F_C}{2}$ Sistema de Corte” representa la porción de fuerza F_C proveniente del eje motriz apoyado sobre las 2 chumaceras, (ECU.17.1.)

Entonces, realizando 3 simulaciones con tamaño de malla distintas para encontrar una convergencia aceptable, y utilizando las propiedades de material ASTM A-36 usado en placas estructurales, se obtienen los resultados de la Tabla 64. Resultados visibles en las Ilustraciones 165, 166 y 167, correspondientes a las simulaciones de las distintas reducciones de tamaño de malla.

Tabla 64.

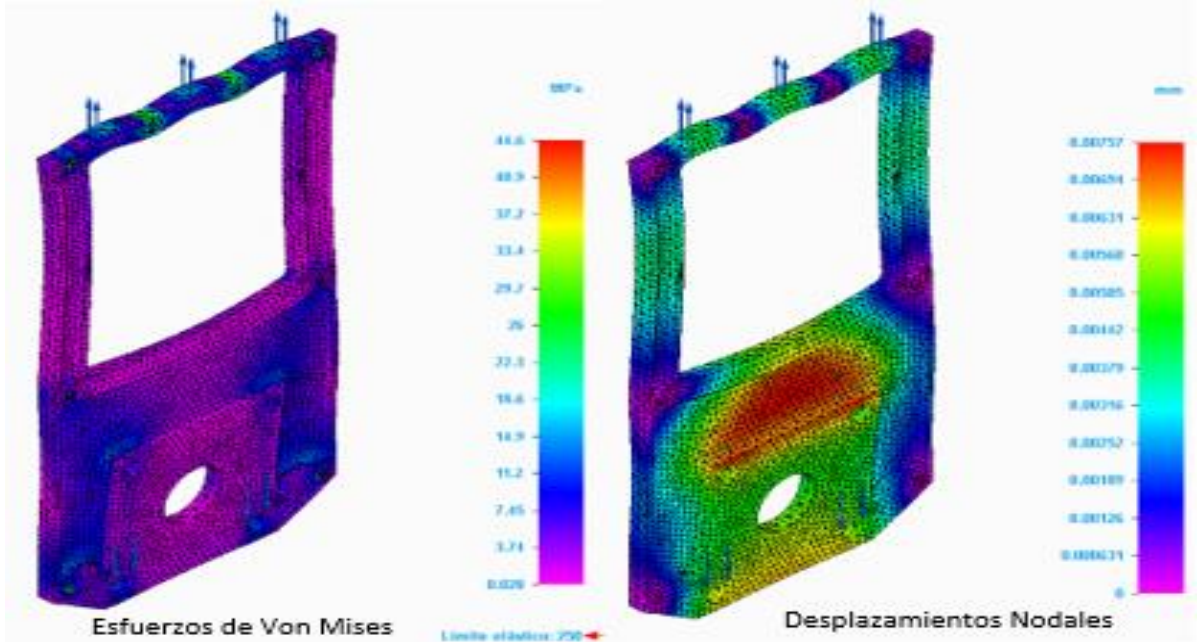
Datos de las nuevas simulaciones para las tapas laterales.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	4.92	4.3	3.69	_____
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	44.6	46.9	45.6	2
Desplazamiento Máx. (mm)	0.00757	0.0076	0.00763	1

Nota. Resultados de las simulaciones y sus reducciones de malla correspondientes para encontrar convergencia.

Figura 165.

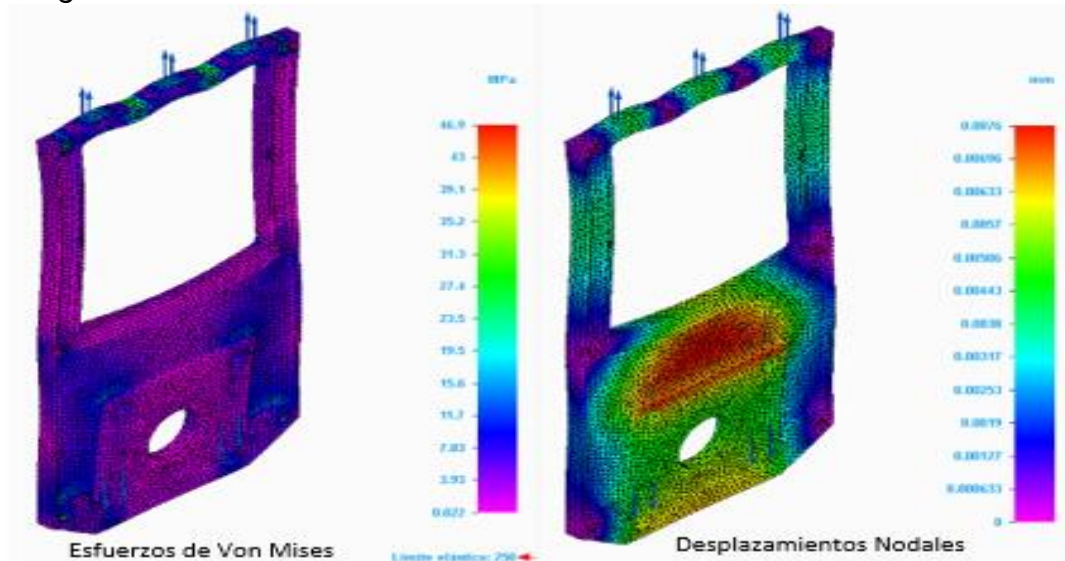
Simulación 1 con malla tetraédrica de 4,92 mm para las tapas laterales corregidas.



Nota: Visualización gráfica del resultado del primer tamaño de malla simulado.

Figura 166.

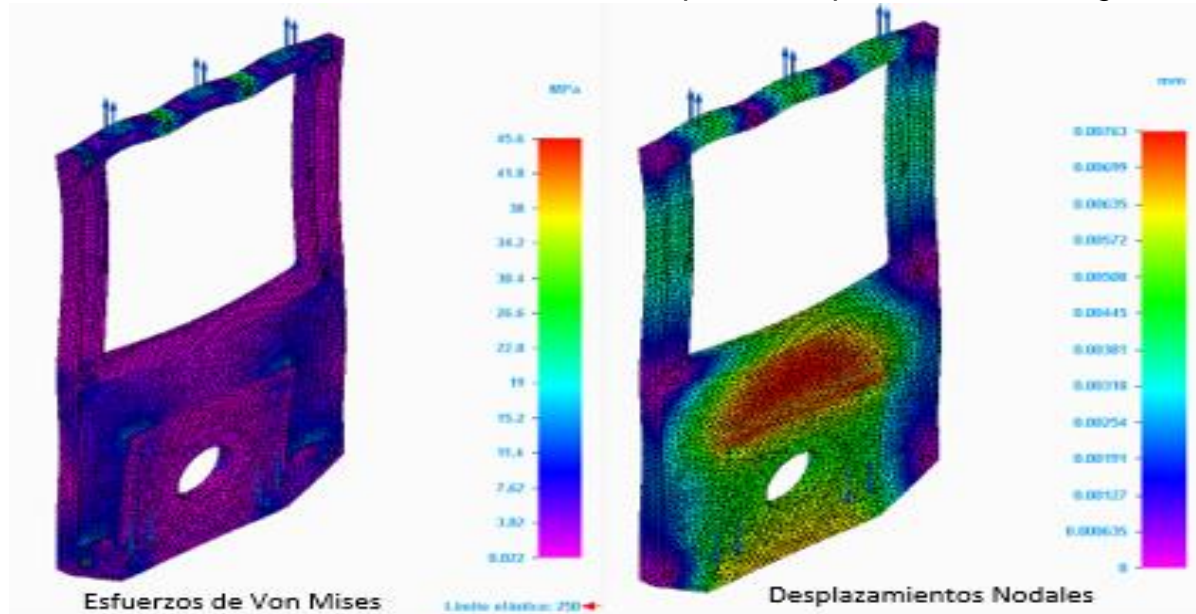
Simulación 2 con malla tetraédrica de 4,3 mm para las tapas laterales corregidas.



Nota. Visualización gráfica del resultado del segundo tamaño de malla simulado.

Figura 167.

Simulación 3 con malla tetraédrica de 3,69 mm para las tapas laterales corregidas.



Nota. Visualización gráfica del resultado del tercer tamaño de malla simulado.

Como puede visualizarse en las Ilustraciones anteriores de las Simulaciones 1, 2 y 3, los esfuerzos críticos se encuentran en las zonas superiores correspondientes a los agujeros que se encargan de la sujeción con la placa superior. Sin olvidar que los resultados de los cálculos manuales mostrados posterior a la Figura 143 cuyo valor de resultado fue de un esfuerzo aplastante sobre los agujeros de magnitud $\tau_{Aplastante} = 37 \text{ MPa}$, son considerablemente cercanos al esfuerzo de Von Mises máximo encontrado en las simulaciones de magnitud 45.6 MPa, el cual, teniendo en cuenta el esfuerzo de fluencia del material usado (ASTM A-36 para placas estructurales), igual a 250 MPa, no supera la zona elástica de sus propiedades mecánicas, por lo que se asegura su buen comportamiento bajo las condiciones propuestas.

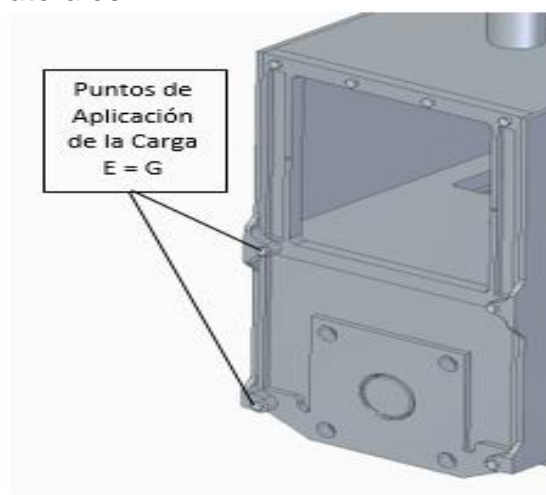
Ahora, por último, se deben considerar las placas trasera y frontal.

La determinación de los esfuerzos en sus agujeros superiores usados para sujetarla con la placa superior ya está realizada y validada (ver Figura 154 y el cálculo posterior correspondiente a esfuerzo por aplastamiento para placas frontal y delantera). Por lo tanto, solo resta analizar las sujeciones inferiores.

Para el análisis de los apoyos inferiores de la placa en cuestión, se deben tener en cuenta los resultados obtenidos anteriormente en el análisis estático de la placa lateral, ya que, como puede verse en la Figura 168, las placas trasera y delantera están en sujeción constante con las placas laterales por medio de los agujeros. Es decir, las fuerzas $E = G = 1.1 \text{ kN}$ serán las mismas fuerzas aplicadas a los puntos de apoyo inferiores de las placas trasera y delantera.

Figura 168.

Sujeción de las placas traseras y laterales



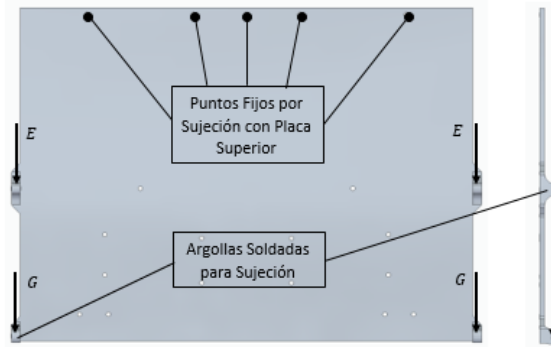
Nota. Ensamble de las placas lateral, trasera y delantera por medio del sistema de pernos diseñado.

4.12.5 Fuerzas que actúan sobre los apoyos de las tapas

Se deduce entonces que la fuerza aplicada a cada uno de los puntos señalados en la Figura 168 como puntos de aplicación de carga $E = G$, tiene magnitud 1.1 kN y se aplica en la misma dirección que tales vectores, en una dirección descendente, tal y como se muestra en el diagrama de la Figura 169.

Figura 169.

Fuerzas reaccionantes de los apoyos en las tapas laterales.



Nota. Visualización de las reacciones de las placas delantera y trasera según su forma física y su relación de ensamble.

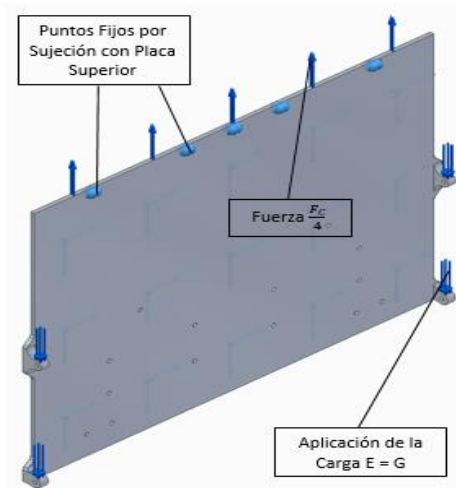
En la Figura 169 se puede observar la posición de cada vector en los puntos correspondientes, sumando una fuerza total de $4E = 4.4 \text{ kN}$.

Teniendo en cuenta las restricciones de las placas trasera y delantera mostradas en la Figura 169, se puede deducir que el comportamiento mecánico en cuanto a la forma en la que se flexiona la placa y la forma en la que se concentrarán los esfuerzos en los puntos de soldadura de las argollas de sujeción (visibles en la Figura 169), serán ambos factores complicados que se solucionarán haciendo uso de análisis por método de elementos finitos.

En la Figura 170 se observa la forma en la que se restringe y se aplican las cargas a las placas trasera y delantera para su posterior simulación.

Figura 170.

Restricción de las aplicaciones para las cargas de las placas traseras.



Nota. Estado de fuerzas y restricciones de la placa trasera necesarias para realizar las simulaciones por medio de métodos de elementos finitos.

En la Tabla 65 se muestran los resultados de las 3 simulaciones con cambio de tamaño de malla para encontrar convergencia en los resultados y asegurar su veracidad. En las Ilustraciones 171, 172 y 173 se muestran los comportamientos de los esfuerzos y los desplazamientos en cada cambio de tamaño de malla.

Tabla 65.

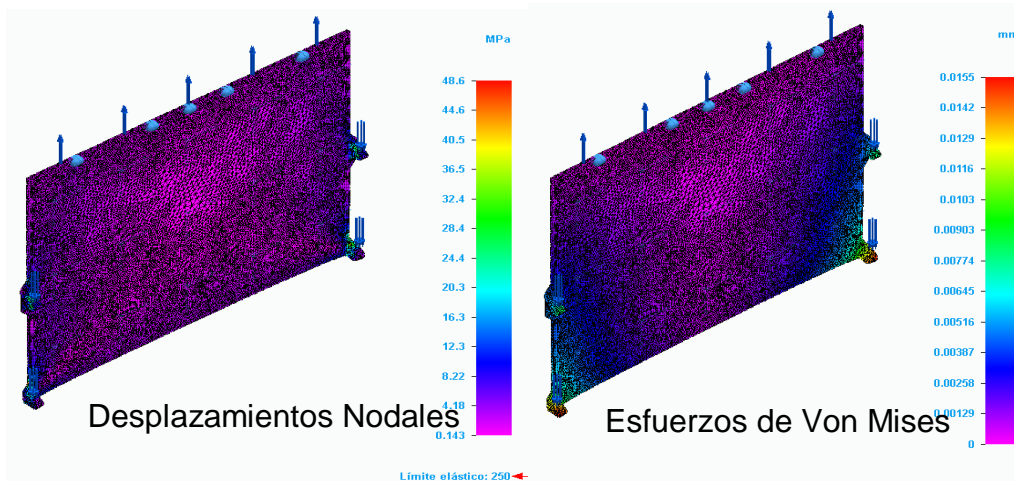
Datos de las simulaciones para las tapas traseras con cambio de malla tetraédrica.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	2.58	1.94	1.61	—
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	48.6	46.4	46.8	2
Desplazamiento Máx. (mm)	0.0155	0.0155	0.0155	0

Nota. Esta tabla muestra los valores obtenidos por las tres simulaciones realizadas de las tapas traseras al evaluar los tamaños de malla, el esfuerzo máximo de Von Mises Y el desplazamiento máximo.

Figura 171.

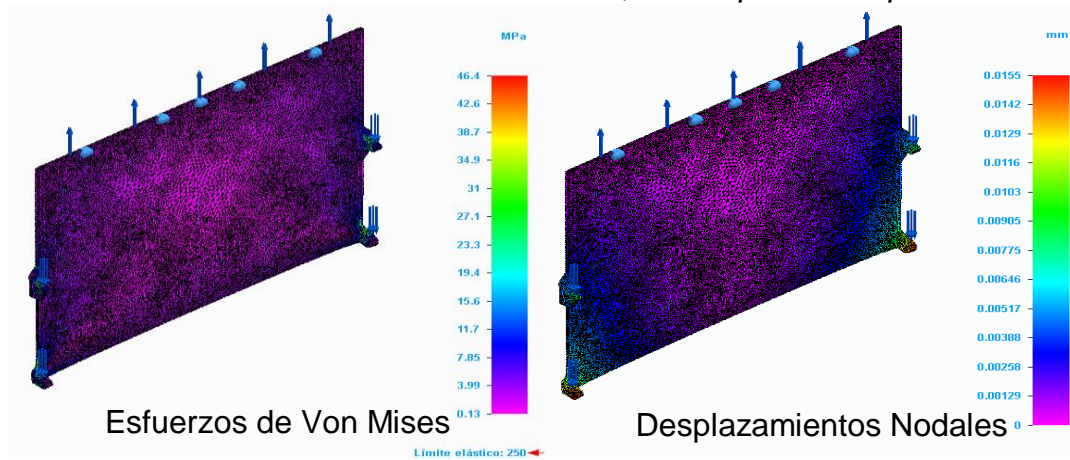
Simulación 1 con malla tetraédrica de 2,58 mm para las tapas traseras.



Nota. Visualización gráfica del resultado del primer tamaño de malla simulado.

Figura 172.

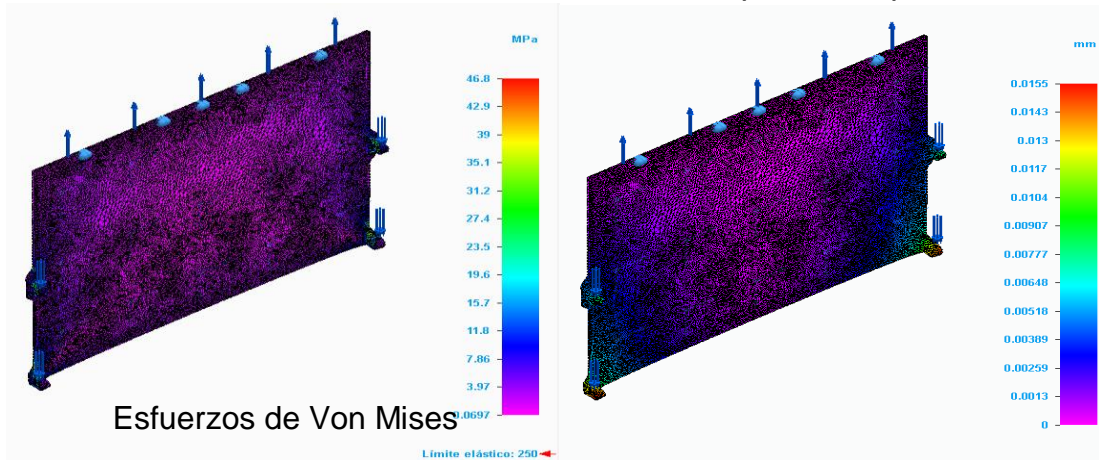
Simulación 2 con malla tetraédrica de 1,94 mm para las tapas traseras.



Nota. Visualización gráfica del resultado del segundo tamaño de malla simulado.

Figura 173.

Simulación 2 con malla tetraédrica de 1,61 mm para las tapas traseras.



Nota. Visualización gráfica del resultado del tercer tamaño de malla simulado.

Como puede verse en la Tabla 65 y en las 3 simulaciones posteriores, los esfuerzos y deformaciones máximos son de 46.8 MPa y 0.0155 mm respectivamente. De los resultados se puede concluir principalmente que la soldadura que se usará en las argollas de sujeción para unir y/o ensamblar la placa lateral con las placas trasera y frontal no deberá tener problema al momento de soportar las cargas aplicadas debidas a su unión y soporte conjunto sobre la fuerza F_C , o al menos, la porción que les corresponde de la carga. El esfuerzo de soporte de una unión por soldadura simple está dentro de un rango de resistencia que se muestra en la Figura 114, el cual, incluso su valor más bajo, está muy por encima de los esfuerzos encontrados, visibles en la Tabla 65.

4.13 Diseño estructural de soporte para la máquina cortadora

4.13.1 Material de selección para la fabricación de la estructura

Según estándares de la norma ASTM a 500 grado c NTC 4526 grados c los perfiles cerrados o de línea estructural se define principalmente por tener el sistema de aseguramiento de calidad aplicado bajo los lineamientos de la norma ISO 9002. [26]

Esta norma define que para la selección del perfil debe ser un acero laminado en caliente (H.R) de bajo contenido de carbono alta solubilidad y ductilidad para nuestro apartado el acero comercial que se consigue a nivel nacional es el AISI 1015.

Cuyas propiedades mecánicas se definen en la siguiente tabla:

Tabla 66.

Propiedades mecánicas para el material SAE 1015.

	Resistencia última kg/cm ² (Kpsi)	Resistencia de Fluencia kg/cm ² (Kpsi)	Elongación en 2 in %	Densidad g/cm ³
SAE 1015	4340 (50)	3500 (27,5)	28	7,82

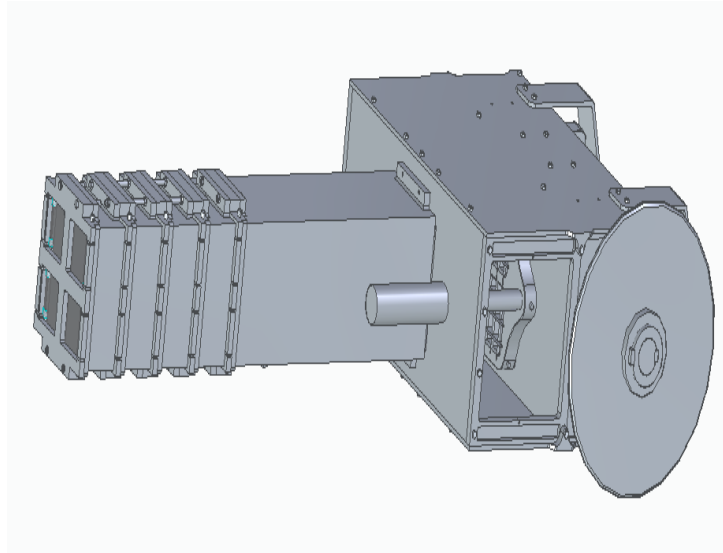
Nota. Propiedades mecánicas del SAE 4340 necesarias para el proceso de simulación por elementos finitos y para la corroboración de la no falla del material por medio de su esfuerzo de fluencia.

4.13.2 Fuerzas resultantes en las vigas por el peso de máquina cortadora

El cuerpo completamente ensamblado de la cortadora longitudinal de caña de azúcar (como se dijo anteriormente en el proceso de cálculo y validación de las placas estructurales), es soportado por vigas cuadradas huecas, es decir, el peso producido por la masa sumada de cada uno de los componentes en la Figura 174., se apoya en 4 vigas cuadradas para aportar estabilidad y solidez.

Figura 174.

Ensamble completo de la máquina cortadora de caña.

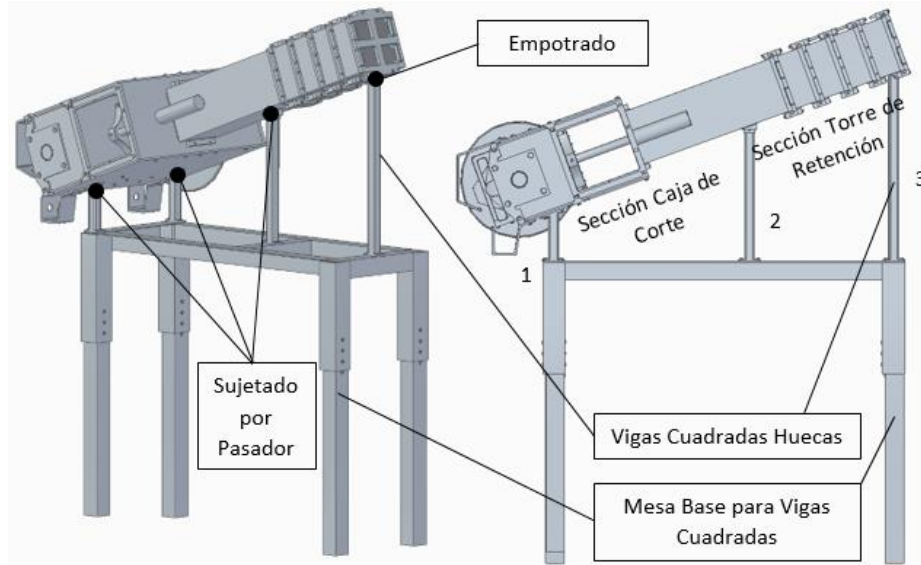


Nota. Visualización de la unión entre los ensambles del sistema de retención y el sistema de placas estructurales.

Las vigas estarán dispuestas y distribuidas a lo largo de la cortadora para generar puntos de apoyo y evitar flexiones a razón del peso de la tubería de retención. La configuración escogida para las vigas con respecto a la cortadora se muestra en la Figura 175.

Figura 175.

Vigas de soporte huecas para la máquina cortadora.



Nota. Representación de las vigas huecas cuadradas encargadas de soportar todo el sistema de corte.

En la Imagen se pueden apreciar las secciones en las que se divide la cortadora para diseñar el sistema estructural (Sección Caja de Corte y Sección Torre o Tubería de Retención), y los números indican el número de viga cuadrada.

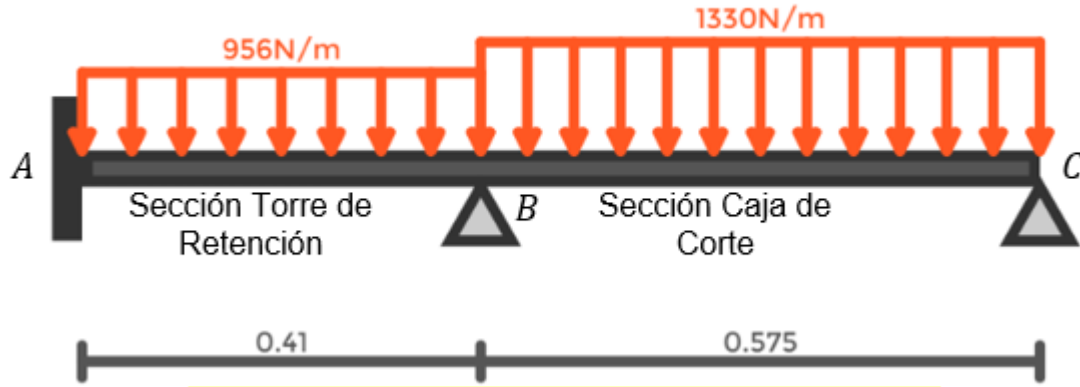
Para adentrarse en el proceso de cálculo y poder determinar las propiedades de las vigas cuadradas de apoyo y de la mesa usada para servir de base a las vigas, como pueden apreciarse en la Figura anterior, se hacen varias simplificaciones al sistema para poder tratar la situación planteada en la Figura 175.

La primera simplificación que se hace es tomar toda la cortadora como una sola pieza que se comportará como un cuerpo rígido apoyado por medio de 2 pines o eslabonamientos y un empotramiento, es decir, como una viga hiperestática al contener más de dos apoyos, más detalladamente, al contener tres apoyos que generan reacciones cuyas magnitudes son de importante cálculo para el diseño de las vigas.

En la Figura 176 se muestra el diagrama usado para realizar los cálculos necesarios, basándose en los cálculos del método de Cross para vigas estáticamente indeterminadas como en este caso.

Figura 176.

Peso de la cortadora en cargas distribuidas para concentrarlas en cada viga.



Nota. Visualización de sistema hiperestático sujeto a cálculos especiales para su tratamiento. Método de Cross. Fuente: Elaboración propia, [En línea], <http://www.viga.online/index.php>, [Acceso: Diciembre 01,2020].

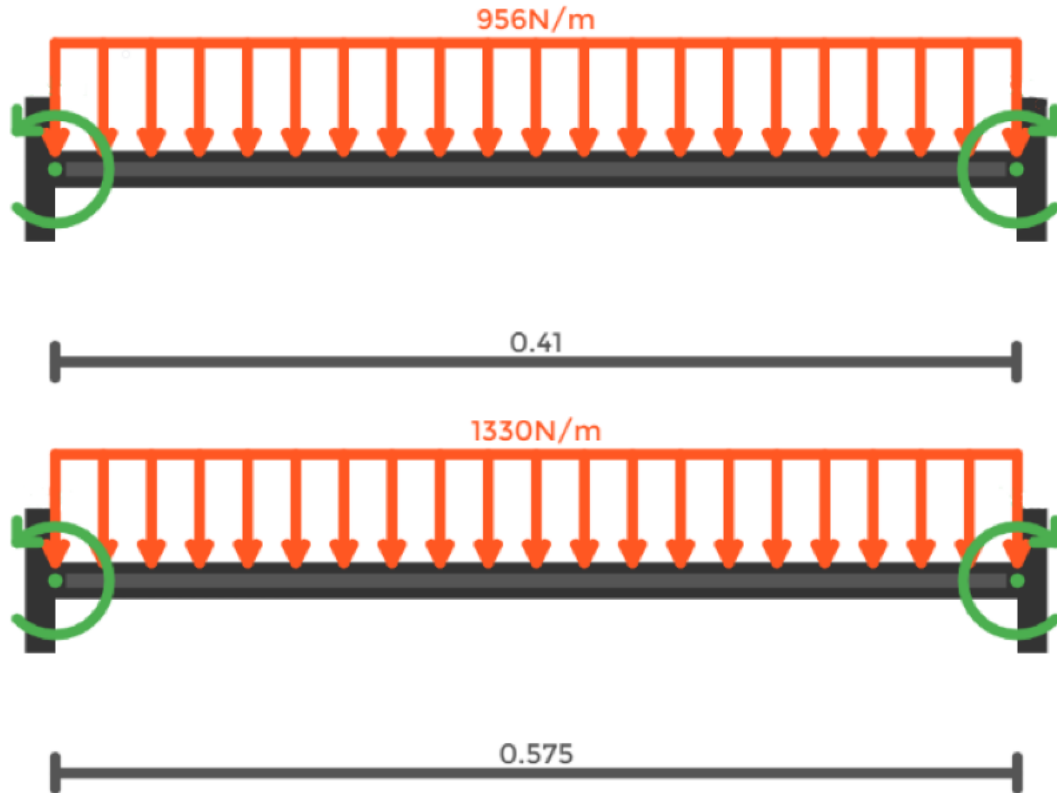
La sección torre de retención hace referencia a la sección correspondiente al espacio entre la viga 1 y la viga 2, y la sección de caja de corte al espacio entre la viga 2 y la 3, (ver 175).

La segunda simplificación que se realiza es la representación del peso de cada una de las secciones (la de la Torre de Retención y la de la Caja de Corte), por medio de cargas distribuidas. La carga distribuida de valor 956 N/m deriva del peso a razón de la masa conjunta entre todos los componentes de las tuberías o torre de retención (tuberías, pernos, retenedores o tapas de retención, resortes y demás piezas), mientras que la de valor 1330 N/m deriva, igualmente, del peso a razón de la masa conjunta entre todos los componentes de la caja de corte (eje motriz, yugo escocés, chumaceras, placas estructurales y componentes).

Aplicando el método de Cross en el diagrama de la Figura 176, basándose en el proceso de cálculo explicado por el Ing. Sergio Navarro Hudiel en su texto de Análisis Estructural [27](ver anexo 17). Tenemos como primer paso la división entre secciones del diagrama de la Figura 176, como puede verse en la Figura 177.

Figura 177.

Diagrama de cuerpo libre en las vigas divididas en la sección 956 N/m y 1330 N/m.



Nota. Seccionamiento de vigas sujetas a fuerzas distribuidas distintas para su proceso de cálculo. Fuente: Elaboración propia, [En línea], <http://www.viga.online/index.php> [Acceso: Diciembre 01, 2020].

En los seccionamientos se generan los momentos M_A , M_{Ba} , M_{Bb} y M_C los cuales tienen valores iguales a:

$$M = \frac{ql^2}{12}$$

Donde q es la carga distribuida correspondiente a su seccionamiento y l su longitud.

Por lo tanto, se obtiene:

$$M_A = 13.4 \text{ Nm} \quad M_{Ba} = -13.4 \text{ Nm} \quad M_{Bb} = 36.6 \text{ Nm} \quad M_C = -36.6 \text{ Nm}$$

El siguiente paso en el método de Cross es la determinación de los coeficientes de rigidez, iguales a:

$$K_1 = \frac{4 EI}{l_1} K_2 = \frac{4 EI}{l_2}$$

Donde EI es una constante que se cancelará en el paso siguiente asumiendo una viga constante. Teniendo l_1 y l_2 se obtienen valores de los coeficientes de rigidez como sigue:

$$K_1 = 9.756 EI K_2 = 6.956 EI$$

Los coeficientes de rigidez son usados para determinar otro par de coeficientes denominados coeficientes de distribución denominados como d_{BA} y d_{BD} , que representan los coeficientes de distribución para la sección de la torre y de la caja de corte respectivamente, y se calculan así:

$$d_{BA} = \frac{K_1}{K_1 + K_2}$$
$$d_{BC} = \frac{K_2}{K_1 + K_2}$$

Al momento de reemplazar los coeficientes de rigidez K_1 y K_2 en los coeficientes de distribución anteriores, se cancela el valor constante de EI de la ecuación y se obtiene:

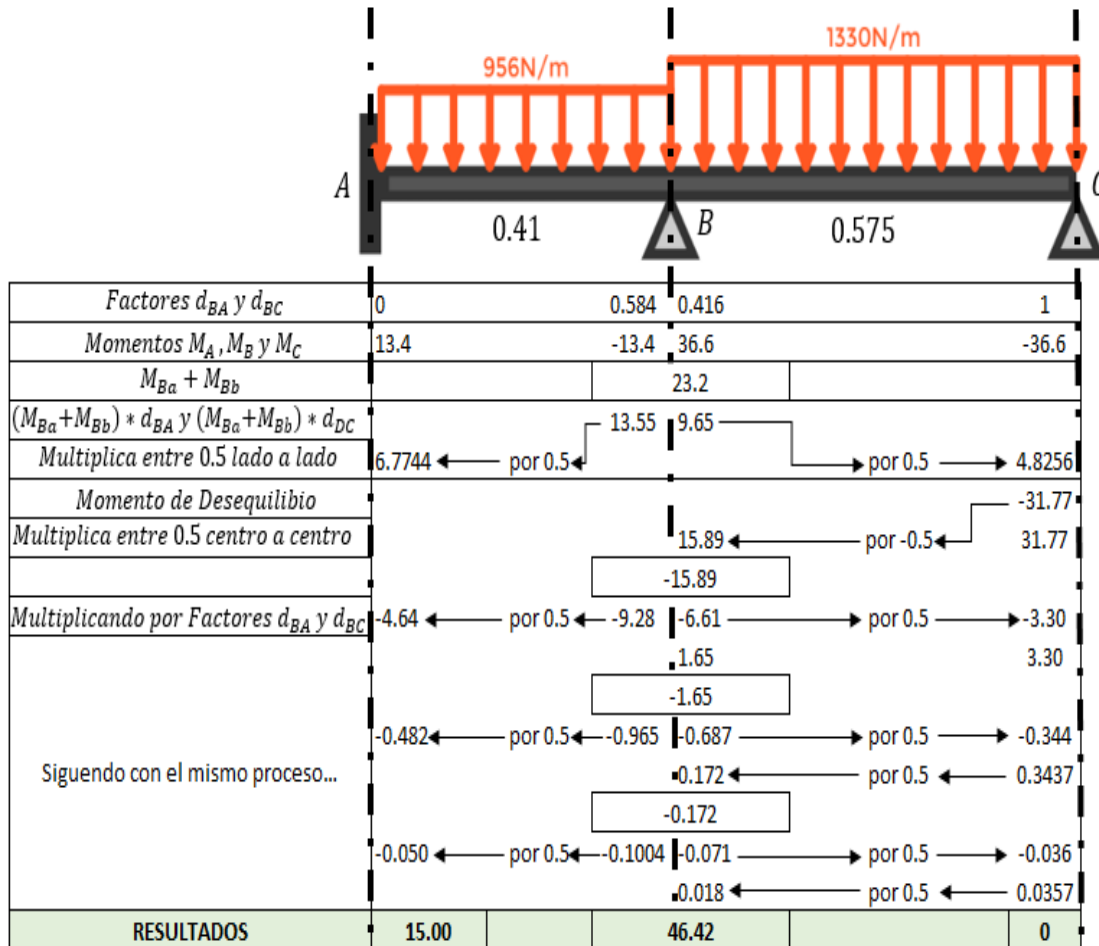
$$d_{BA} = 0.584$$

$$d_{BC} = 0.416$$

El siguiente paso para la determinación de las reacciones de la Figura 176 página 295 consiste en crear una tabla llamada tabla de distribución la cual tiene un paso a paso bastante específico, como se muestra en la Tabla 67:

Tabla 67

Tabla con los cálculos de las reacciones que se generan con el método de Cross por el peso de la cortadora.



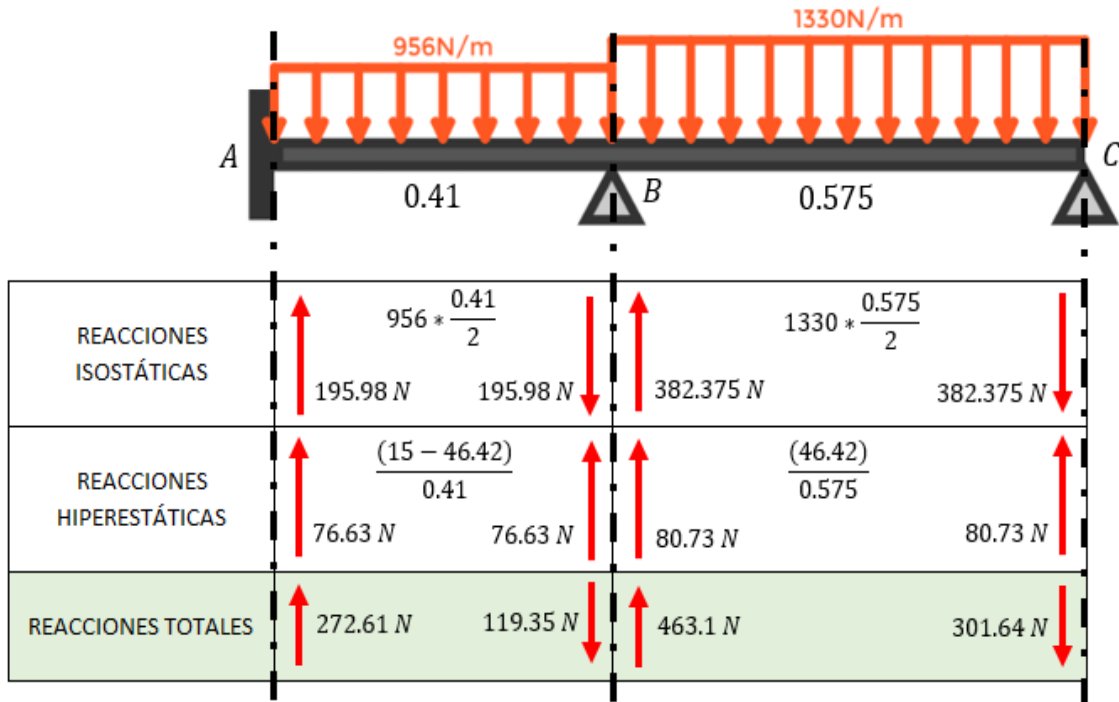
Nota. Proceso de cálculo del Método de Cross para determinar las reacciones en los apoyos de la viga hiperestática. Fuente: Elaboración propia, [En línea], <http://www.viga.online/index.php> [Acceso: Diciembre 01,2020].

Los resultados son entonces, $M_A = 15.0 \text{ Nm}$, $M_B = 46.42 \text{ Nm}$, $M_C = 0 \text{ Nm}$.

Con base en esos resultados y en seguimiento con la metodología de Cross, se calculan ahora las reacciones resolviendo las reacciones isostáticas e hiperestáticas y sumando luego cada una, como se muestra en la Tabla 68:

Tabla 68.

Cálculo de las reacciones isostáticas, hiperestáticas y totales de la carga distribuida en toda la cortadora.



Nota. Proceso final y resultados del proceso de cálculo del Método de Cross para determinar las reacciones en los apoyos de la viga hiperestática. Fuente: Elaboración propia, [En línea], <http://www.viga.online/index.php> [Acceso: Diciembre 01,2020].

Los resultados de las reacciones serían los siguientes con la aplicación del método de cross:

$$R_A = 272.61 N$$

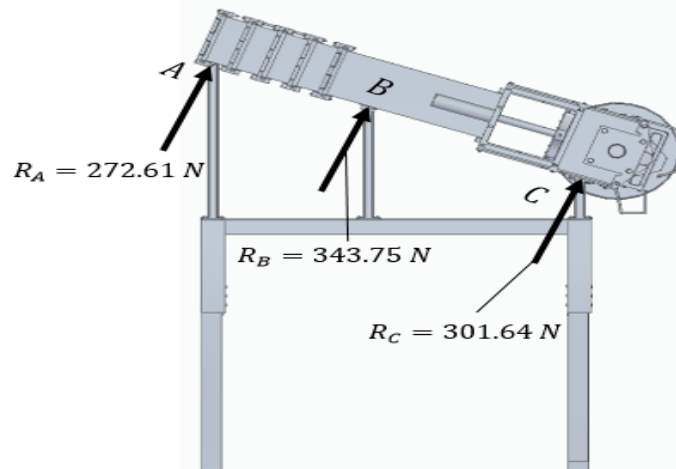
$$R_B = 343.75 N$$

$$R_C = 301.64 N$$

Gráficamente, los resultados se verían representados como se ve en la Figura 178:

Figura 178.

Reacciones resultantes de peso que tiene la máquina cortadora



Nota. Visualización gráfica de las reacciones correspondientes al proceso de cálculo por método de Cross realizado anteriormente.

4.13.3 Selección del perfil estructural comercial con las cargas aplicadas

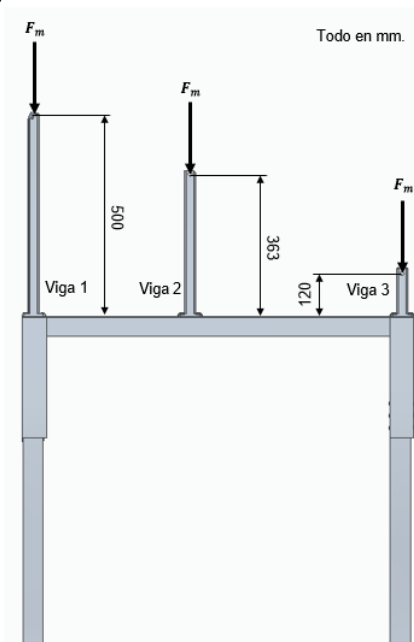
Las reacciones totales resultantes de la tabla 68 página 299, se tomará el de mayor valor para realizar los cálculos respectivos de los dimensionamientos de las vigas cuadradas huecas para, de esta forma, generar un rango de seguridad en su selección comercial y unificar el tipo o referencia de vigas, (mayor reacción: R_B).

El perfil de las vigas se seleccionará dependiendo del momento de inercia que requiera el sistema con las propiedades del Euler [28] Para poder definir si, el esfuerzo producido en el sistema es mucho menor al esfuerzo permisible dado por el material y según sus propiedades mecánicas.

Como se dijo anteriormente, el valor de carga seleccionado será el de la reacción R_B gracias a ser el de mayor magnitud, esta fuerza, para efectos de los cálculos posteriores recibirá una denominación así: F_m , la cual se define como la fuerza que recibirán las vigas de la forma visible en la Figura 179.

Figura 179.

Fuerzas que reciben las vigas de soporte estructural para la cortadora



Nota. Estado de fuerzas de las vigas ancladas a la mesa estructural necesarias para el cálculo y selección de tubería comercial con unidad de medida en mm.

Lo anterior supone una simplificación en cuanto a la dirección de los vectores, ya que las reacciones R_A , R_B y R_C son perpendiculares a la cortadora la cual está angulada con respecto al piso una magnitud de 20° .

Por lo tanto, la carga F_m visible en la Figura 179 (que se obtiene del cálculo anterior de las reacciones), es una carga que resulta estar inclinada con un ángulo de 20° con respecto a la vertical. El ángulo, por su magnitud, genera una descomposición del vector F_m en sus componentes vertical y horizontal de una forma particular: el vector vertical resulta ser varias veces mayor al horizontal, donde el vector vertical supera al horizontal casi 3 veces a una.

Por lo anterior se simplifica el caso tomando la carga completa F_m de forma solo vertical, despreciando la carga axial y de esa forma generar un rango de seguridad al no restar a la fuerza F_m la porción de lo que sería su componente horizontal, sin olvidar que en el proceso de cálculo por el método de Euler, se toma un factor de seguridad F.S. = 2.5 para moderar las aproximaciones y simplificaciones tomadas.

$$F_m = 344N$$

$$F_{mx} = F_m * \cos(20^\circ)$$

$$F_{mx} = 344N * \cos(20^\circ)$$

$$F_{mx} = 323,3N$$

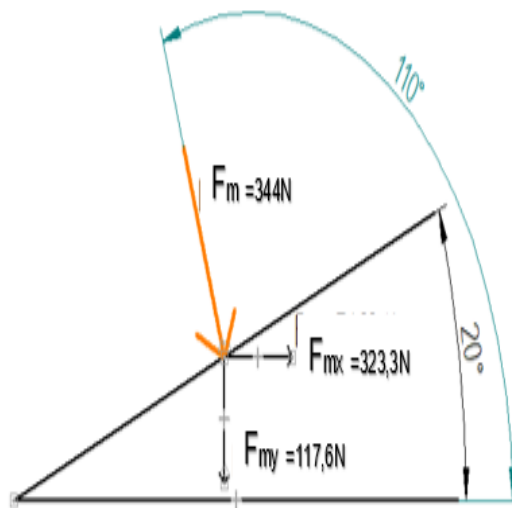
$$F_{my} = F_m * \sin(20^\circ)$$

$$F_{my} = 344N * \sin(20^\circ)$$

$$F_{my} = 117,6N$$

Figura 180.

Componentes de la fuerza F_m

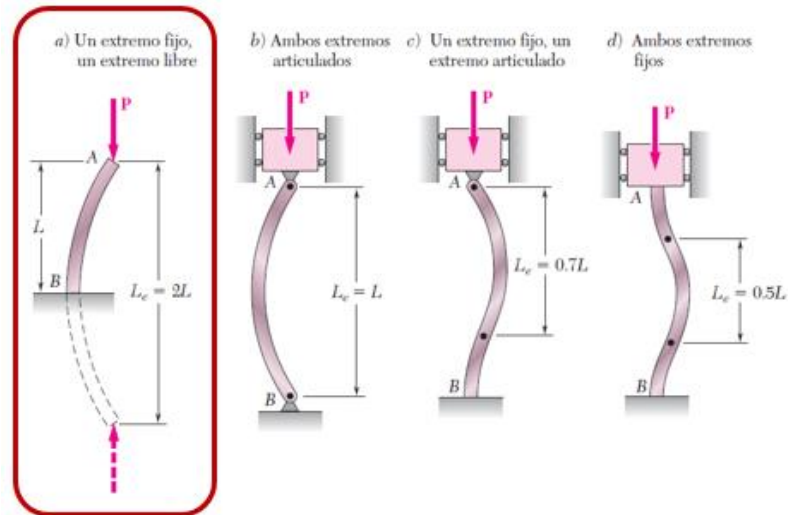


Nota. Descomposición de fuerzas sobre la superficie de aplicación de la fuerza en cuestión.

Analizando las ilustraciones 176 página 295 y la Figura 179 página 301 se logra deducir que, primero, la viga denominada como Viga 3 en la Figura 176 página 295 es la de mayor longitud entre todas, y segundo, que todas las vigas visibles y usadas para soportar el peso de la cortadora se encuentran en el estado de flexión mostrado en la Figura 181, denominado como estado a) Un extremo fijo – Un extremo Libre.

Figura 181.

Longitudes efectivas de las columnas para varias condiciones de extremos.



Nota. Longitudes efectivas según referencia para aplicar el proceso de cálculo correspondiente al criterio de Mott. Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales (2006), Figura 10.16 página 617.

Las anteriores características le dan a la Viga tres las condiciones más críticas entre las tres vigas existentes en el sistema estructural, ya que la longitud L de la viga o columna es directamente proporcional a inercia I ($I = \frac{L_e^2 * P_{cr}}{\pi^2 * E}$) [28], lo que significa que la viga necesitará ser más grande para lograr soportar una mayor magnitud de Inercia.

El valor para L_e o longitud efectiva se toma de la Figura 180 como $L_e = 2L$.

Por lo anterior se decide realizar el proceso de Euler solo a la Viga o Columna 3 (al ser la de mayor criticidad), para seleccionar el tipo de viga que se usará para todas las columnas del sistema estructural.

En base a la información dada anteriormente, procede a calcular el esfuerzo teniendo en cuenta que la carga que actúa sobre esa columna es la carga F_m . Entonces, teniendo:

F_m : 344 N

$E = 200 \text{ GPa}$, (Módulo de Young).

$L = 0,5 \text{ m}$, (Longitud de la columna 3).

$L_e = 1 \text{ m}$, (Longitud efectiva).

P_{cr} : Carga Crítica

F.S: Factor de seguridad = 2,5

I: Momento de inercia

σ_{perm} : Esfuerzo permisible

$\sigma_Y = 343,35 \text{ MPa}$

$\sigma_U = 425,75 \text{ MPa}$

Se requiere aplicar el factor de seguridad de 2,5 por el diseño de estructuras estáticas con incertidumbre acerca de las cargas criterio del señor MOTT para la carga aplicada y poder determinar el momento de inercia en el perfil cuadrado:

$$P_{cr} = F.S * F_{m_y}$$

$$P_{cr} = 2,5 * 344 \text{ N} = 860 \text{ N}$$

El esfuerzo permisible se determina para poder compararlo con el esfuerzo normal de la columna, y así definir si el perfil estructural se opondrá al pandeo o flexión que produce la carga aplicada:

$$\sigma_{Permisible} = \frac{\sigma_U}{F.S} = \frac{425,75 \text{ MPa}}{2,5} = 170,3 \text{ MPa}$$

Se determina el momento de inercia necesario para la selección del perfil estructural con los datos anteriormente calculados o ya obtenidos:

$$I = \frac{L_e^2 * P_{cr}}{\pi^2 * E}$$

$$I = \frac{(1 \text{ m})^2 * 860 \text{ N}}{\pi^2 * 200 \times 10^9 \text{ Pa}}$$

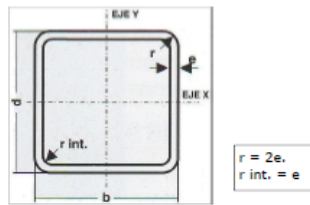
$$I = 4,357 \times 10^{-10} \text{ m}^4 = 0,05 \text{ cm}^4$$

Al determinar el momento de inercia que tiene la columna se procede seleccionar determinar si es esfuerzo normal no es superior al esfuerzo permisible en la tabla de perfiles la inercia siguiente a este valor calculado.

Definiéndolo como el perfil estructural de 25x25 mm (ver tabla 69) y demás perfiles en él (ver anexo 18):

Tabla 69.

Catálogo de perfil estructural cuadrado hueco, para la selección con la carga a soportar.



PERFILES TUBULARES CUADRADOS

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTÁTICAS							UND.
TAMAÑO NOMINAL		REAL		Espesor pared e mm.	PESO p Kgm/m.	AREA A cm ²	FLEXION			TORSION			Empaque	
Pulg.	mm.	d mm	b mm				Momento Inercia I _x =I _y cm ⁴	Módulo Sección S _x =S _y cm ³	Radio de Giro r _x =r _y cm.	Módulo Elástico Z _x =Z _y cm ³	Momento Inercia J cm ⁴	Módulo Elástico B cm ³		
7/8x7/8	22x22	22,10	22,10	1,194	0,72	0,91	0,69	0,62	0,87	0,74	113	0,94	100	
7/8x7/8	22x22	22,10	22,10	1,194	0,72	0,91	0,69	0,62	0,87	0,74	113	0,94		
1x1	25x25	26,70	26,70	1,778	0,88	1,12	1,26	0,94	1,06	1,12	2,04	1,42	100	
1x1	25x25	26,70	26,70	1,778	0,88	1,12	1,26	0,94	1,06	1,12	2,04	1,42		
1x1	25x25	26,70	26,70	2,032	1,50	1,91	1,87	1,40	0,99	1,72	3,22	2,15		
1x1	25x25	26,70	26,70	2,286	1,66	2,11	2,01	1,51	0,98	1,88	3,45	2,23		

Nota. Propiedades más importantes para el proceso de selección de una tubería cuadrada hueca según el catálogo mostrado. Fuente: Línea estructural. “PERFILES CERRADOS (ASTM A 500 GRADO C) NTC 4526 Grado C”. [En línea]. https://coval.com.co/pdfs/manuales/man_colmena_linea_estructural.pdf. [Acceso: diciembre 1, 2020].

Con el perfil seleccionado 25x25 mm, se procede a calcular el esfuerzo normal actuante en la columna con la carga F_m, para hacer la comparación con el esfuerzo permisible.

$$\sigma = \frac{F_m}{A} = \frac{344 N}{1,12 \times 10^{-4} m^2} = 3.1 Mpa$$

$$\sigma_{normal} < \sigma_{permissible}$$

$$3.1 \text{ Mpa} < 170,3 \text{ Mpa}$$

Se puede apreciar que no se alcanzará dicho esfuerzo permisible en ningún momento al estar muy alejado del valor con respecto al esfuerzo normal, esto conlleva a que el perfil cuadrado no presentará flexiones que provoquen fallas o deformaciones plásticas.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2}$$

$$\sigma_{permissible} = \frac{\sigma_U}{F.S}$$

$$P_{cr} = F.S * F_{my}$$

$$I = \frac{L^2 * P_{cr}}{\pi^2 * E}$$

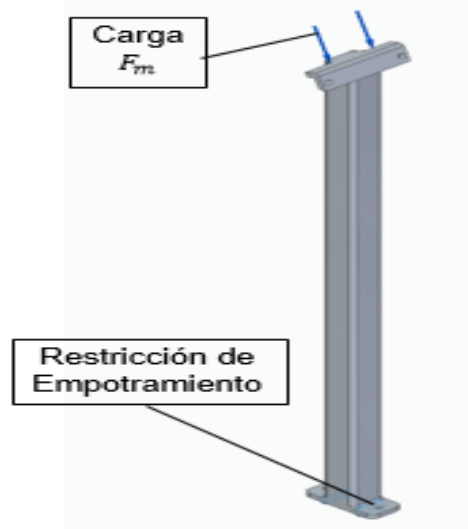
Para validar lo anterior, y comprobar tanto un buen comportamiento mecánico, como un buen proceso de cálculo manual pese a las aproximaciones, se hace uso de simulación por métodos de elementos finitos, realizando tres simulaciones reduciendo el tamaño de malla para encontrar convergencia en los resultados y asegurar veracidad en estos.

La simulación se realiza únicamente a la viga o columna 3 por la misma razón que solo se realizó el cálculo manual a esta: la flexión de mayor criterio se da de forma superior en la viga tres sobre todas las demás gracias a su longitud.

Se tiene entonces el estado de cargas y restricciones de la simulación para la viga 3 como se observa en la Figura 182.

Figura 182.

Carga aplicada a la viga 3 con la restricción de movimiento al estar anclada.



Nota. Estado de fuerzas y restricciones necesarias para el proceso de simulación por medio de métodos por elementos finitos.

Los resultados obtenidos de las simulaciones y sus cambios de malla para convergencia se muestran en la tabla 70, en las ilustraciones 183,184, 185 se muestran los resultados de la distribución de esfuerzos y nivel de desplazamiento.

Tabla 70.

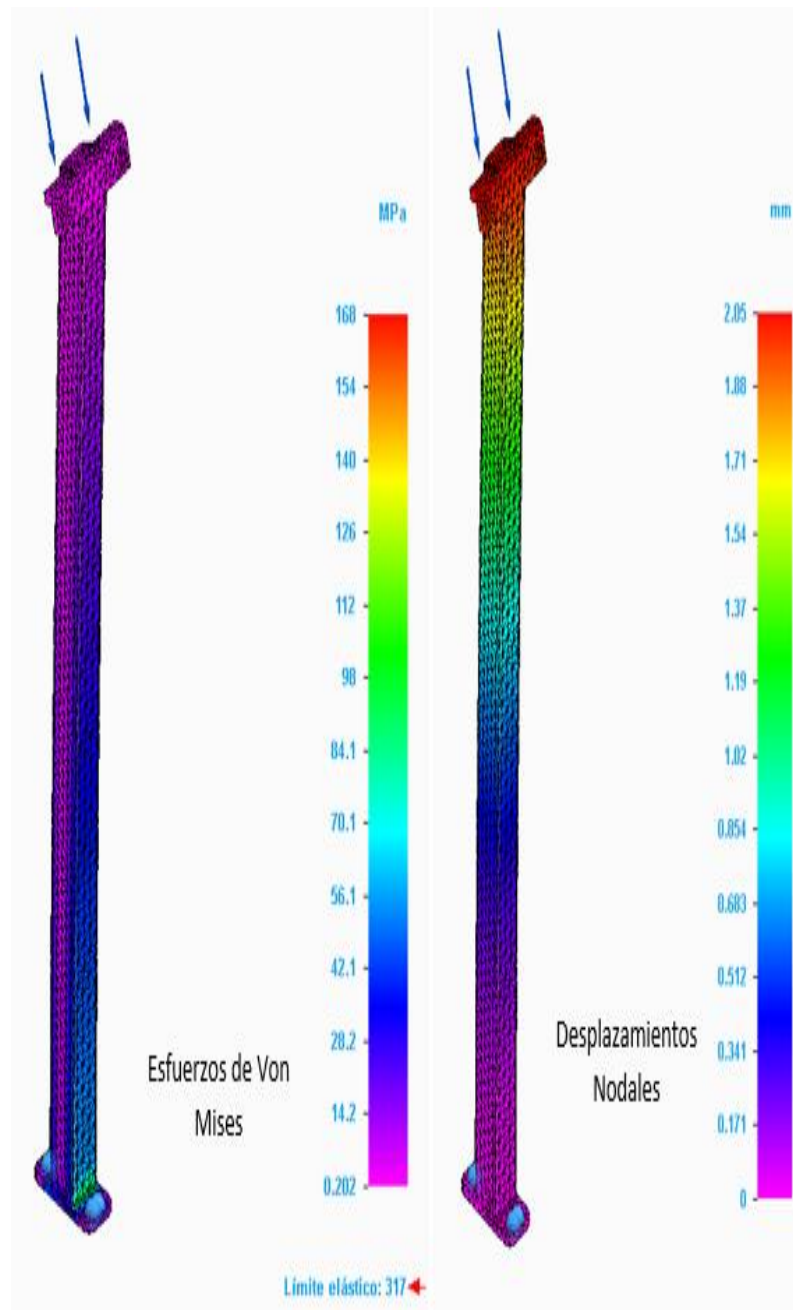
Convergencias de malla para la viga hueca de soporte estructural.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	5.83	4.86	3.4	_____
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	168	171	162	5
Desplazamiento Máx. (mm)	2.05	2.05	2.06	1

Nota. Resultado de las simulaciones y de sus distintos cambios de tamaño de malla para encontrar convergencia en los resultados.

Figura 183.

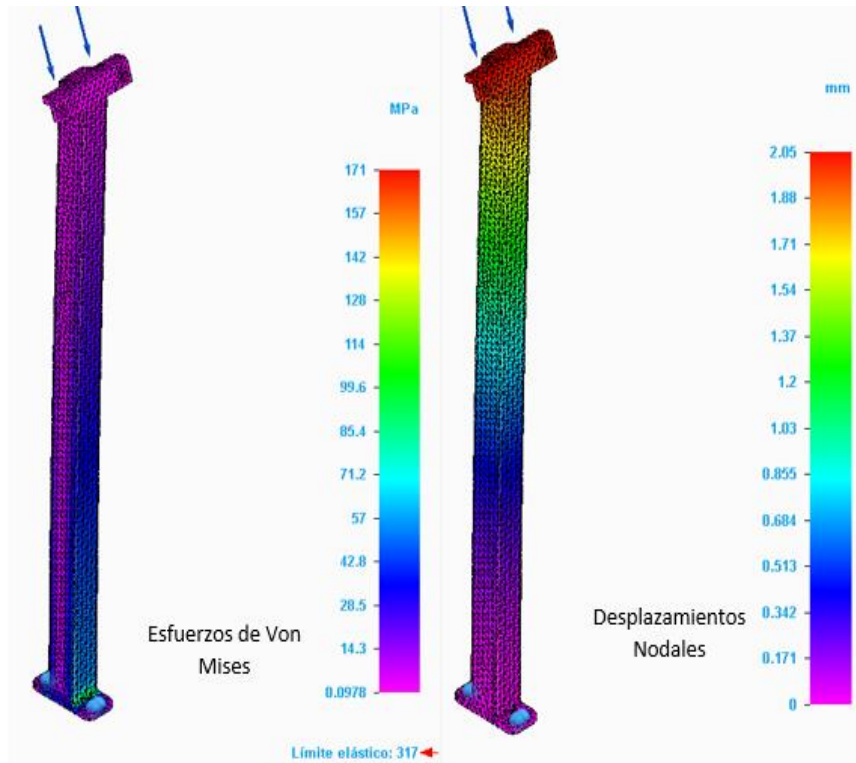
Simulación número 1 con malla tetraédrica de 5,83 mm.



Nota. Visualización gráfica del resultado del primer tamaño de malla simulado.

Figura 184.

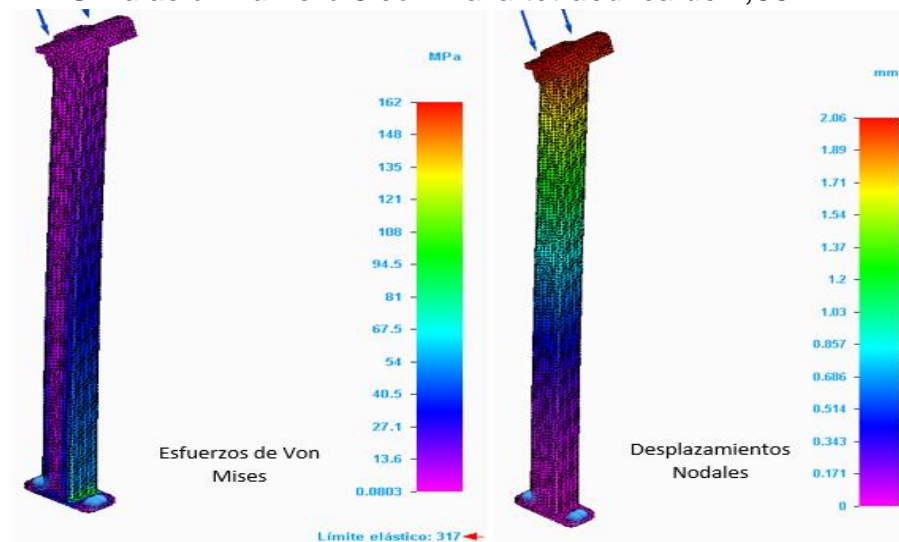
Simulación número 2 con malla tetraédrica de 3,4mm.



Nota. Visualización gráfica del resultado del segundo tamaño de malla simulado.

Figura 185.

Simulación número 3 con malla tetraédrica de 4,86 mm.



Nota. Visualización gráfica del resultado del tercer tamaño de malla simulado.

Como puede verse, los resultados de la tabla 70 junto con los diagramas de las Ilustraciones 183,184 y 185 demuestran que la viga con las condiciones de mayor criticidad (viga 3), por su gran longitud que produce un momento de mayor magnitud y, por lo tanto, mayor flexión y mayor concentración de esfuerzos, soporta sin problema la carga F_m obteniendo resultados de esfuerzo máximo de Von Mises de magnitud 66 MPa y desplazamientos no mayores a 1.83 mm, valores que no superan ni el esfuerzo de fluencia del material usado (Acero A500 Grado C, esfuerzo de fluencia 317 MPa), por parte de Von Mises, ni representan deformaciones considerables, por parte de los desplazamientos nodales.

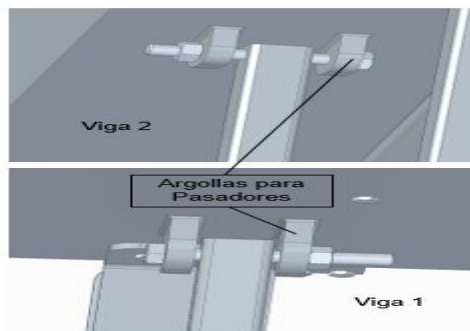
Vale la pena concluir con que la viga en realidad va a estar sometida a esfuerzos y desplazamientos algo menores a razón de que se produce una “estructura” al ensamblarse el conjunto Viga 1 – Viga 2 – Viga 3 – Torre de Retención – Caja de Corte, al tratarse de un sistema que comparte cargas y desplazamientos.

4.13.4 Selección de tornillos sujetadores en las vigas pivotantes

En las vigas se genera un esfuerzo cortante por los pivotes o sujetadores, producto del pasador para anclar la viga con la cortadora (vigas 1 y 2, ver Figura 186.)

Figura 186

Pernos para alinear y anclar las vigas a la cortadora de caña.



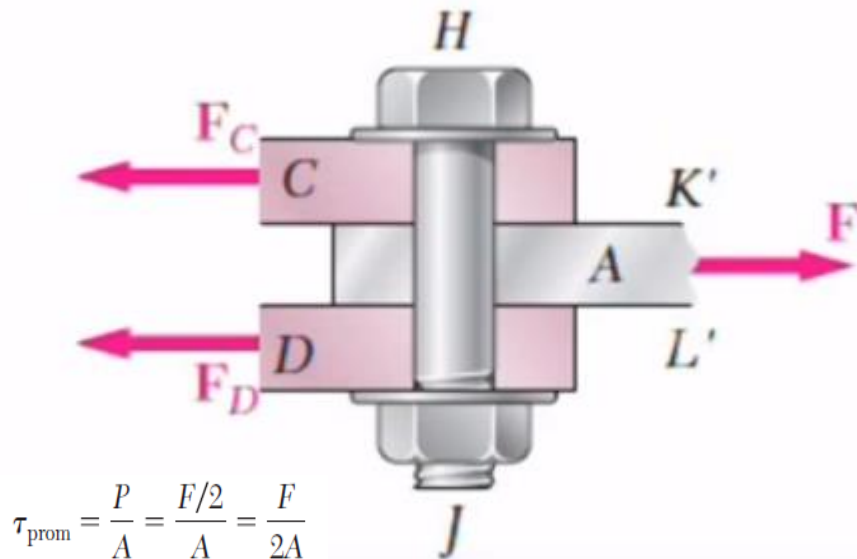
Nota. Apoyos de pasador o pin correspondientes a la tubería de retención larga apoyada sobre las tuberías cuadradas huecas.

Como puede verse, los pernos usados en este caso están sometidos a cortante doble y siguiendo la misma línea de ideas durante todo el presente capítulo, se toma la fuerza F_m para realizar su cálculo manual.

En la Figura 187 puede verse la representación de un cortante doble general y su ecuación descriptiva:

Figura 187.

Cortante doble que se genera en el perno por la estructura de soporte de la cortadora y la viga.



Nota. Estado de fuerzas correspondientes a un sistema de esfuerzo cortante doble para el cálculo de los pasadores. Fuente: Ferdinand P. Beer, Mecánica de materiales (2006), Figura 1.2 página 11.

Se hace del esfuerzo permisible para los pernos de rango calidad 4.8 (ver Figura 109 página 203), de valor $\tau_{perm} = 280 \text{ MPa}$ para comparar luego con el esfuerzo permisible calculado con un factor de seguridad F.S. = 3.5 por el diseño de estructuras estáticas con incertidumbre acerca de las cargas criterio del señor MOTT con base a la ecuación de la Figura 187, entonces:

$$\tau_{perm} = \frac{F}{2A} * F.S = \frac{344 N}{2(\frac{\pi}{4}\varnothing^2)} * F.S$$

El diámetro escogido por los autores para servir de pasador al apoyo pivotado de las vigas 1 y 2 fue de valor $\varnothing = 10 \text{ mm}$, es decir, un perno medida M10. Por lo tanto:

$$\tau_{perm} = \frac{F_m}{2A} = \frac{3 * 344 N}{2(7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}$$

$$\tau_{perm} = 7 \text{ MPa} < 280 \text{ MPa}$$

Se concluye que el perno destinado a soportar la fuerza cortante para el pivote de apoyo de las vigas soportará las cargas sin ningún problema.

Se calcula el esfuerzo aplastante que reciben las argollas tanto de la viga 1 como de la 2 (ya que cuentan con grosores similares de magnitud 10 mm escogidos por los autores), ver Figura 13.

Entonces:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{F}{\varnothing t}$$

Donde t es el grosor de 10 mm de las argollas para los pernos o pasadores y \varnothing es el diámetro magnitud 10 mm del perno que genera el esfuerzo aplastante, por lo tanto:

$$\tau = \frac{344 N}{(10 \text{ mm})(10 \text{ mm})} \times 10^{-6} [\text{MPa}]$$

$$\tau = 3.44 \text{ MPa}$$

Cuyo resultado permite divisar un esfuerzo muy por debajo a cualquier esfuerzo último o de fluencia en los rangos normales de la familia de los aceros, más específicamente, del ASTM A-36, material de que está hecho la argolla soldada. Esto dice que mecánicamente no habrá problema alguno por causa de esfuerzos entre los pivotes y las piezas sujetadas.

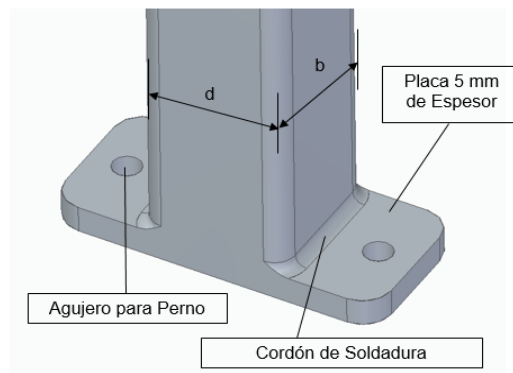
4.13.5 Soldadura para el sistema estructural de soporte con la cortadora

Las vigas, como se mencionó anteriormente, van a estar apoyadas sobre una mesa la cual sirve de suelo de sujeción por empotramiento al estar atornilladas por medio de pernos una a la otra.

A la viga se adiciona por medio de soldadura una placa de 5 mm de espesor la cual está mecanizada con 2 agujeros de diámetro 5 mm. Esos agujeros sirven de asentamiento a los pernos que sujetarán la mesa descrita anteriormente con las 4 vigas (ver Figura 188).

Figura 188

Sección del cordón de soldadura que se debe poner en las vigas de soporte

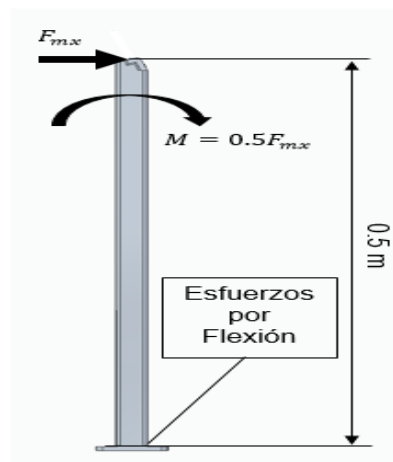


Nota. Características físicas importantes a tener en cuenta al momento de considerar el proceso y cálculo de soldadura.

Como se puede apreciar en la Figura 189, la soldadura soportará esfuerzos de tipo flexión a causa de la fuerza F_m en su componente horizontal (F_{mx}), ya que el componente vertical solo supone compresión. Por lo tanto, F_{mx} tiende a flectar la viga en dirección de los pernos (posicionados de esa forma para generar estabilidad en el conjunto viga – mesa), generando concentración de esfuerzos en los cordones de soldadura de la Figura 188.

Figura 189.

Esfuerzo de flexión que se produce por el momento de la carga en las vigas estructurales



Nota. Estado de fuerzas y flexiones que exigirán en mayor forma los cordones de soldadura correspondientes para la pieza en cuestión.

Se valida la soldadura por el método usado por Pablo Ringegni, en su artículo Cálculos de uniones soldadas [14], para casos análogos al que se tiene en la Figura 189.

En la Figura 108 se puede ver la analogía entre el caso presente de la viga a flexión y el método de cálculo por tablas usado por Pablo Ringegni, donde la fuerza F es análoga a la fuerza F_{mx} .

Según el artículo antes mencionado, Cálculo de uniones soldadas [14], un esfuerzo normal (\hat{f}) por flexión en las juntas, que es perpendicular al área de la garganta, y como ya vimos en la práctica se lo suele suponer de igual magnitud que el esfuerzo cortante (\hat{l}).

En la Figura 109, se logra ver la ecuación tomada del artículo de cálculo de uniones soldadas, que determina los esfuerzos cortantes máximos, entonces, siguiendo la metodología de la Figura 109 se tiene:

$$\tau_{soldadura} = \frac{0.5m \cdot F_{mx}}{0.707 \cdot h_c \cdot b \cdot d} * 10^{-6} [MPa]$$

Donde h_c es el grosor de la soldadura.

Tomando un factor de seguridad para este esfuerzo igual a F.S. = 2 para esfuerzos en estructuras estáticas:

Tabla 71.

Factor de seguridad para la soldadura de las platinas y las vigas de soporte.

Soldadura en las platinas	
nxx	1,45
nyy	1,4
F.S	2,03

Nota. Factores de seguridad aplicados al problema para aportar confiabilidad al desarrollo de cálculo.

Se obtiene:

$$\tau_{soldadura} = \tau_{soldadura \text{ perm}} = \frac{\tau_{\text{Último soldadura}}}{F.S.}$$

$$\tau_{soldadura \text{ perm}} = \frac{\tau_{\text{Último soldadura}}}{2}$$

Y, por lo tanto:

$$\tau_{\text{Último soldadura}} = 2 * \frac{0.5m \cdot F_{mx}}{0.707 \cdot hc \cdot b \cdot d} * 10^{-6} [MPa]$$

Según Pablo Ringegni [14] se tiene un rango de valores de esfuerzo de fluencia y últimos para distintos tipos de soldadura (en cuanto al número de electrodo), el cual se muestra en la tabla 53, página 203 se utiliza el número de electrodo de menor capacidad de resistencia (el cual es el de menor costo y mayor facilidad de obtención industrial y aplicación), el cual es el E60xx (ver Tabla 53 página 203), con un esfuerzo último igual a $\tau_{\text{Último soldadura}} = 427 \text{ MPa}$.

Despejando hc , se obtiene:

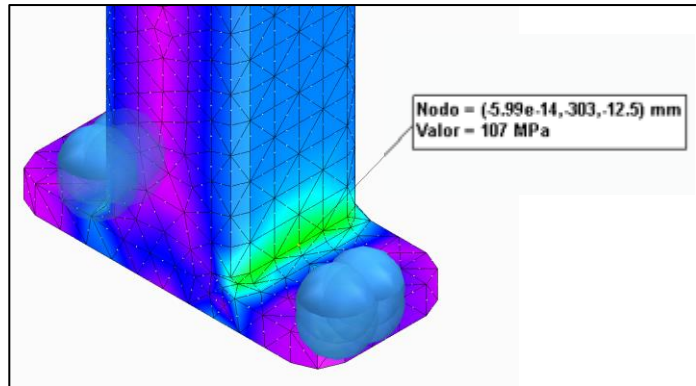
$$hc = 2 * \frac{0.5m \cdot F_{mx}}{0.707 \cdot \tau_{\text{Último soldadura}} \cdot b \cdot d} * 10^{-6} [mm]$$
$$hc = 2 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el valor de resistencia en MPa más pequeño dentro de los distintos tipos de soldaduras, necesita tan solo de 2 mm de espesor para su cordón y, de esa forma, trabajar mecánicamente bien, sin presentar deformaciones permanentes o fracturas. Por lo que se selecciona para esta aplicación.

Para terminar, se hace uso de la simulación realizada anteriormente por medio de métodos de elementos finitos (ver Ilustraciones 183, 184 y 185), y, de esa forma, determinar el valor de esfuerzo en el punto crítico de la soldadura, verificando que sea un esfuerzo dentro del rango elástico de la soldadura E60xx y asegurando la afinidad entre la simulación y los cálculos manuales.

Figura 190.

Esfuerzo que se produce en la soldadura dentro del rango elástico.



Nota. Esfuerzo nodal de simulación por medio de elementos finitos para determinar el punto crítico de la soldadura.

Como se logra apreciar en la Figura 190, el esfuerzo de mayor medida para la zona soldada (con un cordón de 2 mm), tiene un valor de esfuerzo Von Mises igual a 107 MPa, el cual se encuentra dentro del rango elástico de la soldadura E60xx, permitiendo asegurar su no fractura y la veracidad de los cálculos manuales anteriores.

4.13.6 Mesa estructural para el soporte de la máquina cortadora y las vigas cuadradas huecas

Como se mencionó anteriormente, las vigas cuadradas huecas, calculadas y validadas en el párrafo anterior, estarán apoyadas sobre una mesa y sujetadas a esta por medio de pernos.

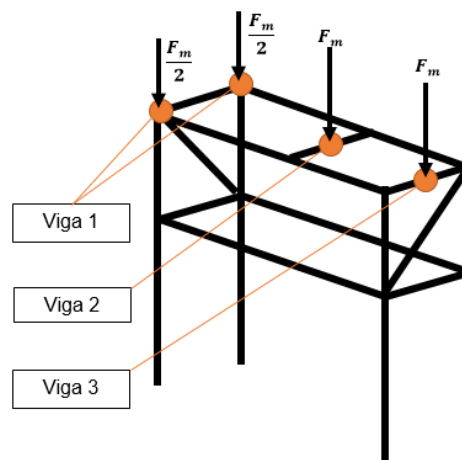
Esto trae al sistema estructural varios beneficios, no solo se encargará de ser una buena base sólida para las vigas aportando solidez y rigidez a estas, sino que también se encargará de acortarlas, hablando de su longitud con respecto al suelo, hecho importante ya que ayuda a reducir flexiones y concentración de esfuerzos en el sistema estructural conformado por las Vigas 1, 2 y 3 al tener menor distancia de brazo de torsión o momento.

La mesa, denominada mesa estructural, estará conformada por vigas unidas y soldadas entre sí, generando una configuración conveniente que sea capaz de disipar esfuerzos y cumplir de buena forma con su objetivo.

La configuración decidida por los autores para diseñar la mesa estructural puede apreciarse en la Figura 191

Figura 191.

Mesa estructural de soporte diseñada por los autores.



Nota. Diseño básico seleccionado por los autores para lograr generar una base sólida para todo el sistema de la cortadora.

Si se ve la Figura 172, puede encontrarse relación directa entre ella y la Figura 191, ya que en ambas puede apreciarse la forma en la que está dispuesta la máquina cortadora respecto a las vigas y a la mesa estructural. En la Figura 191 se logran ver los puntos de aplicación de carga sobre la mesa a razón de su contacto y sujeción con las vigas que sostienen la cortadora.

Cada uno de esos puntos de contacto y sujeción va a recibir una carga igual a F_m que, como puede verse claramente, va a dispersarse de manera homogénea sobre toda la mesa al tener ésta un alto grado de simetría.

A razón de lo anterior, las fuerzas F_m se dividen entre cada una de las “líneas” de la Figura 182, disminuyendo la carga neta que cada una soporta, y reduciendo la flexión en todo el sistema para, no solo disipar los esfuerzos sobre toda su superficie, sino también para disminuir la posibilidad de concentración de esfuerzos sobre los puntos de soldadura a razón de flexiones y pandeos.

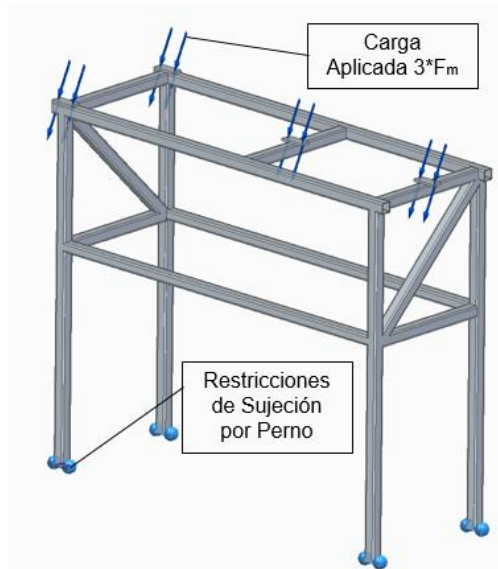
Gracias a lo anterior, pero teniendo en cuenta que la longitud de las vigas de la mesa estructural es considerablemente mayor, se puede deducir que las fuerzas netas y esfuerzos de concentración sobre cada una de las vigas que conformarán la estructura serán mayores a razón de que las flexiones serán de mayor magnitud, pero de forma despreciable, es decir, las cargas y esfuerzos encontrados en las Ilustraciones 183, 184 y 185 de la última simulación realizada por medio de métodos por elementos finitos se sobrepasarán pero en una magnitud medida.

Entonces, teniendo en cuenta lo anterior, se toma la misma referencia de viga cuadrada hueca, (tamaño nominal 25 mm x 25 mm) para la mesa estructural.

Como base la Figura 191 se realiza una modelación fidedigna con los perfiles de viga cuadrada hueca formando la configuración supuesta por los autores, resultando en lo que se puede visualizar en la Figura 192.

Figura 192.

Reacciones que se producen en la mesa estructural principal por el peso de la cortadora.



Nota. Estado de fuerzas y restricciones necesarias para llevar a cabo el proceso de simulación por medio de métodos por elementos finitos.

Adicionalmente, se aplican las cargas y restricciones correspondientes (como puede observarse), y posteriormente se lleva a cabo el proceso común de simulación por método de elementos finitos para verificar que los argumentos dados anteriormente (donde se asevera que las cargas y esfuerzos en la mesa estructural serían menores usando vigas de perfil 25 mm x 25 mm respecto a las vigas 1, 2 y 3), son correctos.

Se realizan entonces tres simulaciones variando el tamaño de la malla tetraédrica para encontrar convergencia en los resultados y asegurar su veracidad.

Los resultados de las reducciones de malla pueden verse en la Tabla 72, y la forma en la que se distribuyen los desplazamientos y esfuerzos en las Ilustraciones 193, 194 y 195.

Tabla 72.

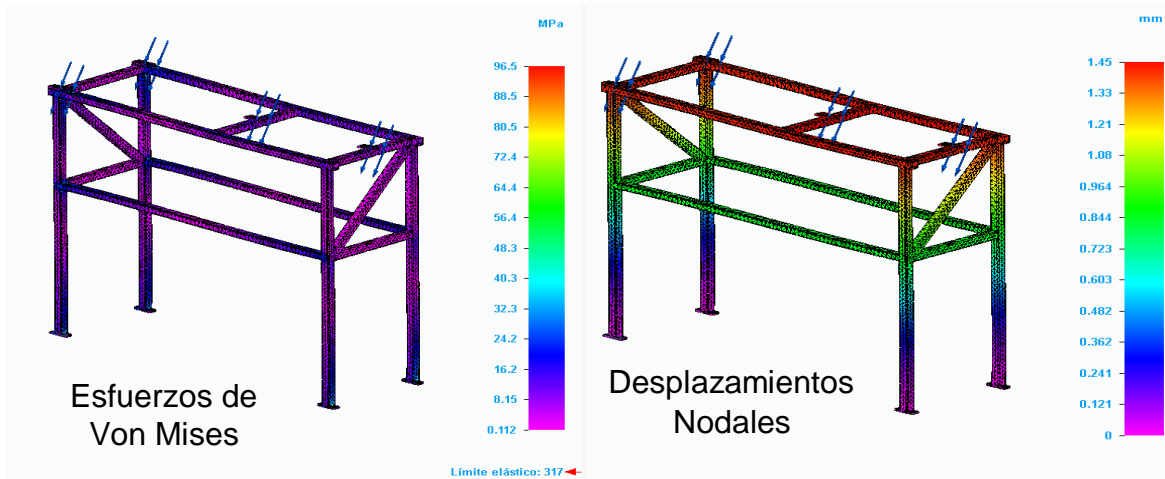
Distribución de los desplazamientos y esfuerzos con variación de la malla tetraédrica en la mesa estructural.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	13.1	11.46	9.83	_____
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	96.5	93.6	92.3	4
Desplazamiento Máx. (mm)	1.45	1.49	1.47	1

Nota. Resultado de las simulaciones y de sus distintos cambios de tamaño de malla para encontrar convergencia en los resultados.

Figura 193.

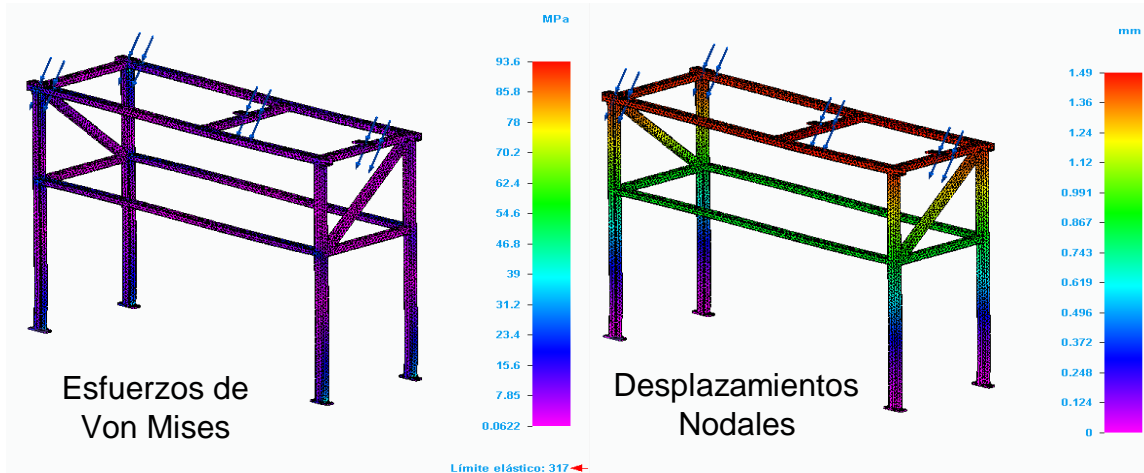
Simulación 1 de la mesa estructural con malla tetraédrica de 13,1mm.



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al primer tamaño de malla..

Figura 194.

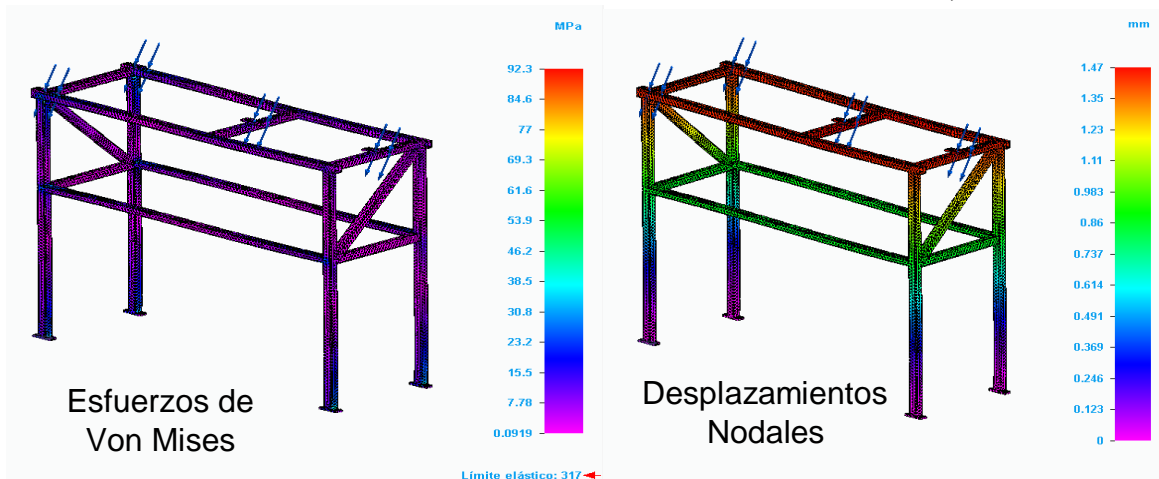
Simulación 2 de la mesa estructural con malla tetraédrica de 11,46mm.



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al segundo tamaño de malla.

Figura 195.

Simulación 3 de la mesa estructural con malla tetraédrica de 9,38 mm.



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al tercer tamaño de malla..

Como puede analizarse en las Ilustraciones y resultados presentados, las aseveraciones anteriores, asegurando que los esfuerzos serían despreciablemente mayores que los resultados de las vigas 1, 2 y 3, fueron correctos.

El resultado de mayor esfuerzo de von mises corresponde al de la simulación número 1, con una magnitud igual a 96.5 MPa, estando por encima del esfuerzo de Von Mises mayor respecto a los resultados de la Tabla 70 poco más de 20 MPa, diferencia poco apreciable considerando que el esfuerzo de fluencia del material de las vigas es de 317 MPa. Se concluye entonces un comportamiento mecánico sin fractura ni deformaciones permanentes dentro del rango plástico.

Por parte de la soldadura de la placa agujerada en la parte inferior para generar la sujeción con el suelo por parte de la mesa estructural, se realiza el mismo cálculo por medio del mismo método desarrollado por Pablo Ringegni, en su artículo Cálculos de uniones soldadas [14]

Siguiendo la misma ecuación posterior a la Figura 189, tenemos:

$$hc = 2 * \frac{0.79m \cdot F_{mx}}{0.707 \cdot \tau_{\text{último soldadura}} \cdot b \cdot d} * 10^{-6} [mm]$$

Donde, en este caso, el valor que cambia es el de la longitud del brazo generador del momento que produce el esfuerzo en la soldadura (que como se puede ver en la Figura 191, es de 0.79 m para el caso de la mesa estructural). Entonces, tenemos un cordón de soldadura de:

$$hc = 1mm$$

El mínimo de grosor para el cordón de soldadura, hablando de aspectos técnicos, es de 2.5 mm, por lo que se toma ese valor y se usa el tipo de soldadura E60xx para llevar a cabo el proceso.

4.13.7 Mesa estructural para el soporte de transmisión de potencia

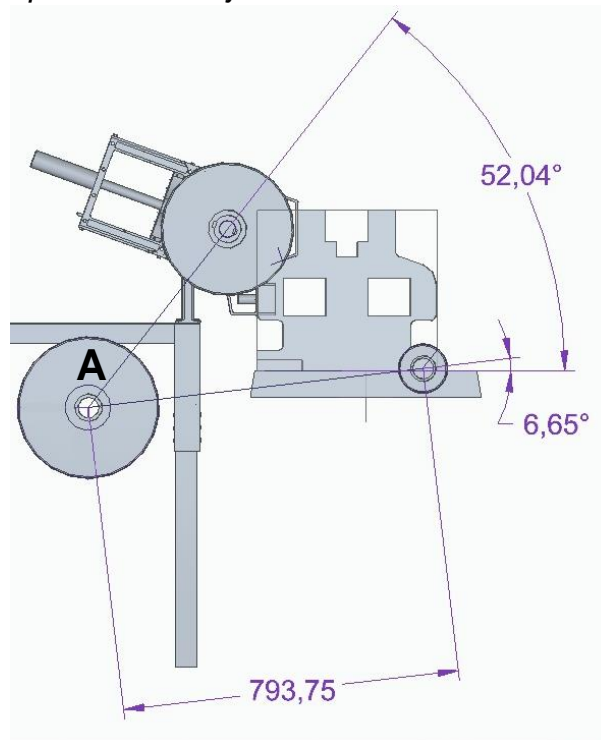
El diseño de la estructura que soportará el sistema de transmisión de potencia, cuenta con un eje llamado eje intermedio que va a ser solidario con dos sprockets o ruedas

dentadas las cuales tendrán una tensión de trabajo máxima cuya dirección depende del ángulo en el que se encuentre la cadena.

El sistema de sprockets es como se muestra en la Figura 196.

Figura 196.

Ángulo de inclinación para los sprockets del eje intermedio.



Nota. Estado de inclinación y distanciamiento entre centros para el proceso de selección de los piñones.

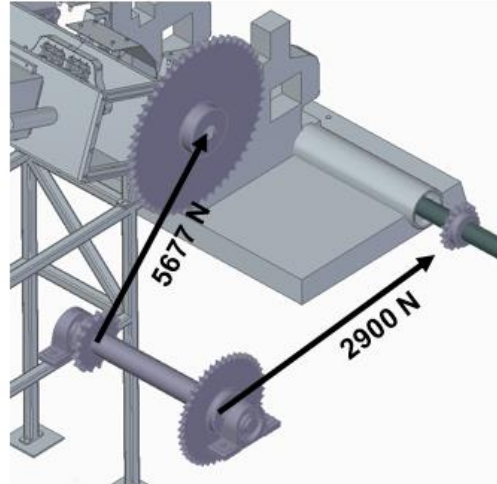
Como puede verse en la Figura, los ángulos que determinan la dirección de las fuerzas de tensión en el sprocket denominado como A, son de 6.65° y 52.04°.

En este momento los sprocket 2 y 3 son de principal atención al ser el que se encuentra asentado sobre el eje intermedio el cual está apoyado sobre dos chumaceras que, a su vez, se apoyan sobre la estructura que se diseña en este parágrafo.

En la Figura 197 se logra ver de mejor manera la forma en la que las cargas de tensión de trabajo en el sistema que se explica aquí.

Figura 197.

Fuerzas tensionantes que se producen por los sprockets 2 y 3 para la estructura.



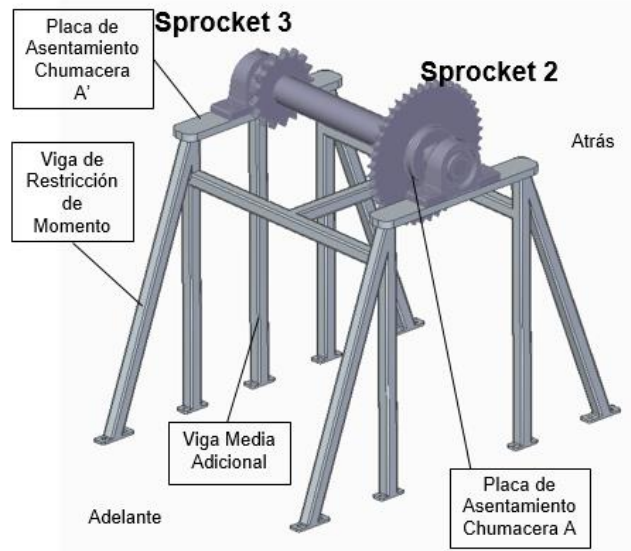
Nota. Fuerzas producidas por la tensión de las cadenas debido al proceso de transmisión de la potencia.

Por lo tanto, el estado de cargas y dirección de cargas se utiliza para realizar un modelamiento de una estructura que logre soportar el nivel de flexión (el cual es de magnitud muy considerable), haciendo uso de vigas cuadradas al igual que en los anteriores desarrollos de estructura.

Luego de un proceso de evaluación de nivel de disipación de esfuerzos y soporte de cargas de flexión por simulaciones con métodos de elementos finitos a distintos modelos, se logra llegar al modelo presente en la Figura 198.

Figura 198.

Modelo de diseño para la estructura del sistema de transmisión de potencia.



Nota. Visualización gráfica del ensamble para el sistema mesa de soporte de potencia – piñones de transmisión.

Las principales razones por las cuales el modelo tomó esta forma geométrica son, primero, que al ser la fuerza del sprocket 3 en la Figura 198 el de mayor magnitud, con un valor igual a 5677 N, la flexión que se genera en ese extremo de la estructura es mucho mayor que la del lado del sprocket 2.

Por tal razón se adicionó la viga denominada como Viga Media que restringe más ese lado de la estructura, disminuyendo el pandeo y los esfuerzos en la placa de asentamiento de la chumacera para el sprocket 3, esfuerzos por flexión generantes de concentración de esfuerzos.

Segundo, al ser las fuerzas de tensión tanto de sprocket 3 como del 2, fuerzas que tienden a flexionar puramente las vigas en su punto de soldadura con la placa agujerada usada para sujetar toda la viga al suelo, generando concentraciones de esfuerzos considerablemente altas, se hace uso de las denominadas Vigas de Restricción de Momento, que, gracias a su inclinación, se permiten a sí mismas transformar parte de la

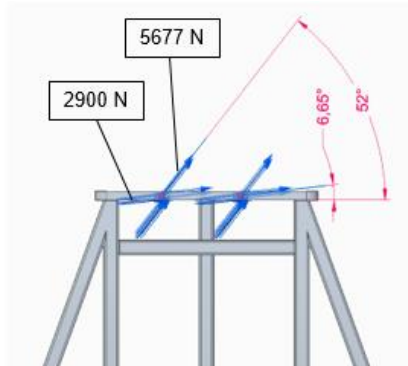
carga de tensión producente de momento del sprocket 3 y 2 en una carga de compresión (por parte de las vigas de restricción de momento de atrás), y en una carga de tracción (por parte de las vigas de restricción de momento de adelante).

Tercero y último, aunque no sea tan notable, los agujeros usados para las vigas de restricción de momento en su placa soldada inferior de sujeción al piso, tienen un diámetro mayor a las de los demás, más específicamente tienen un diámetro de 10 mm mientras que los demás tienen uno de 5 mm. Esto debido a que la flexión producida en esas vigas justo en su punto de sujeción al piso es mayor que la de las demás, por lo que se necesita mayor área o, lo que es lo mismo, mayor diámetro de agujero para disipar mejor esos esfuerzos concentrados.

Ahora bien, el estado de fuerzas y restricciones a las cuales se somete toda esta pieza pueden verse en las Ilustraciones 199 y 200, donde se observan los vectores de fuerza correspondientes de cada sprocket y la dirección de los vectores.

Figura 199.

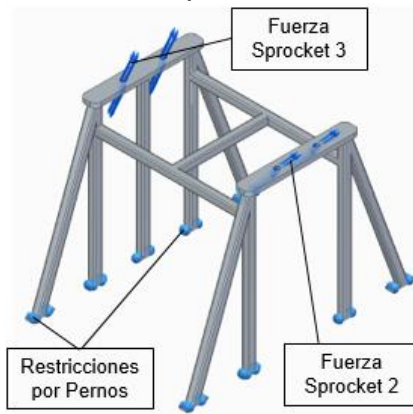
Tensiones de fuerzas por los sprockets que se producen en la estructura.



Nota. Fuerzas que actúan sobre la mesa estructural de potencia y sus inclinaciones correspondientes para su simulación posterior.

Figura 200.

Restricciones en los apoyos de la estructura de potencia.



Nota. Estado de fuerzas y restricciones necesarias para llevar a cabo el proceso de simulación por medio de métodos por elementos finitos.

Realizando tres simulaciones, cambiando de tamaño de malla tetraédrica para encontrar una convergencia que asegure resultados afines con la realidad, se obtienen los resultados de la Tabla 73, seguidos de las simulaciones correspondientes a cada cambio en el tamaño de la malla visibles en las Ilustraciones 201, 202 y 203.

Tabla 73.

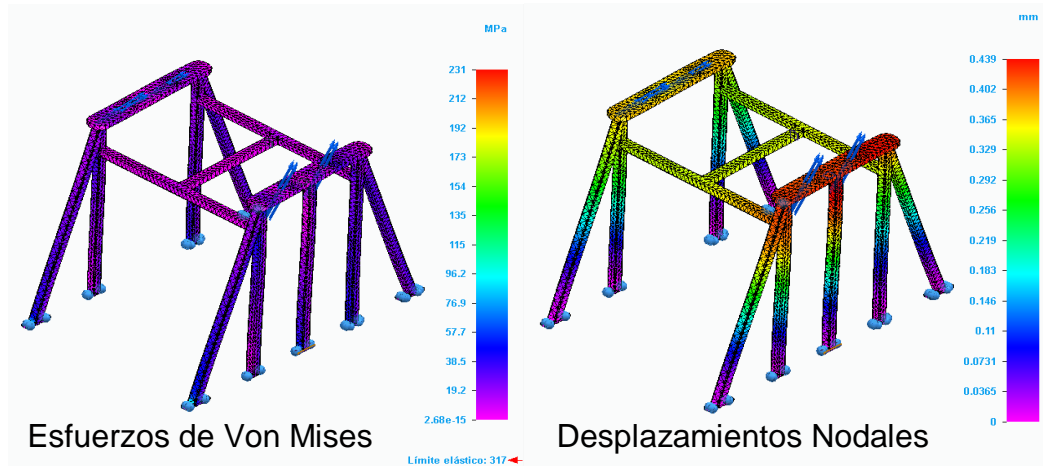
Distribución de los desplazamientos y esfuerzos con variación de la maya tetraédrica en la mesa estructural del sistema de transmisión de potencia.

	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3	Mayor Diferencia Porcentual (%)
Tamaño de Malla Tetraédrica (mm)	13.5	10.87	9.51	_____
Esfuerzo Máx. de Von Mises (MPa)	231	228	231	3
Desplazamiento Máx. (mm)	0.439	0.441	0.441	1

Nota. Resultado de las simulaciones y de sus distintos cambios de tamaño de malla para encontrar convergencia en los resultados.

Figura 201.

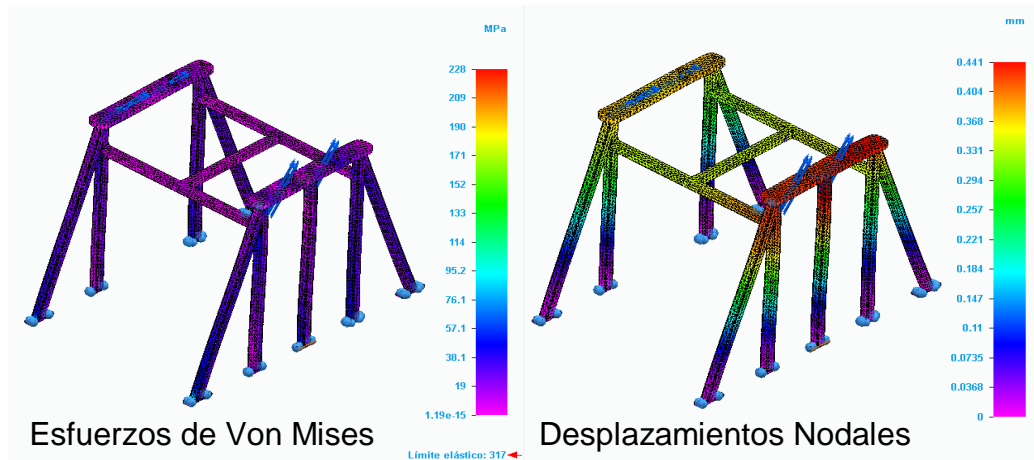
Simulación 1 de la mesa estructural de potencia con malla tetraédrica de 13,5mm.



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al primer tamaño de malla.

Figura 202.

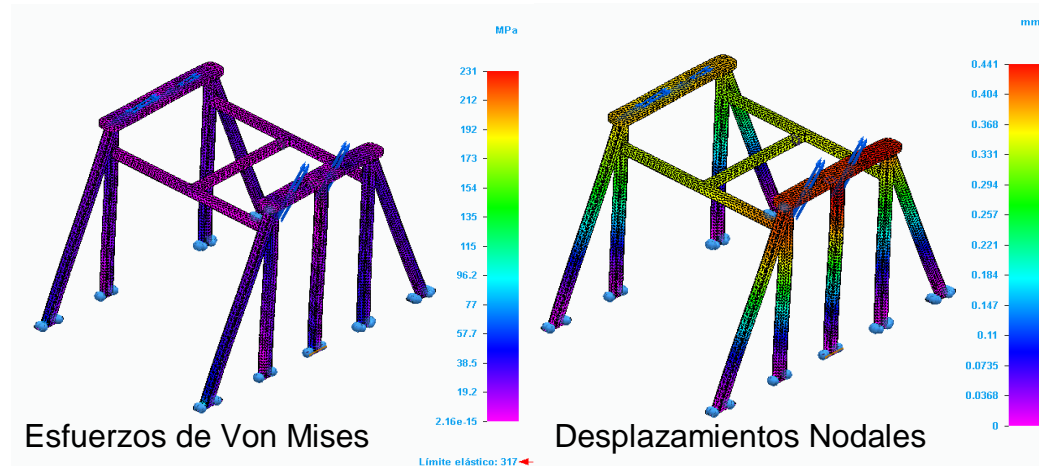
Simulación 2 de la mesa estructural de potencia con malla tetraédrica de 10,87mm.



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al segundo tamaño de malla.

Figura 203.

Simulación 3 de la mesa estructural de potencia con malla tetraédrica de 9,51mm.



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente al tercer tamaño de malla.

De los anteriores resultados se concluye que, primero, el mayor desplazamiento se genera, efectivamente, en el lado de mayor carga por parte del sprocket 3 como se puede ver en las ilustraciones 201, 202 y 203. Esa deformación genera flexiones en las vigas de restricción de momento, las cuales, como su nombre lo indican, detiene el paso del pandeo durante toda la estructura gracias a su ángulo de inclinación que convierte una porción de esa flexión en esfuerzos de compresión y tracción, los cuales son esfuerzos de mayor facilidad de disipación por parte de cualquier viga.

Segundo, puede notarse que los esfuerzos se concentran, más que todo, en la base de las vigas, es decir, en la placa soldada que contiene los agujeros para la sujeción de las vigas con el piso. Ese esfuerzo se contrarresta con la estructura generada que reparte las cargas de mejor manera, sumado con el aumento de diámetros de las placas de sujeción al piso, realizado para disipar mejor los esfuerzos durante una mayor área.

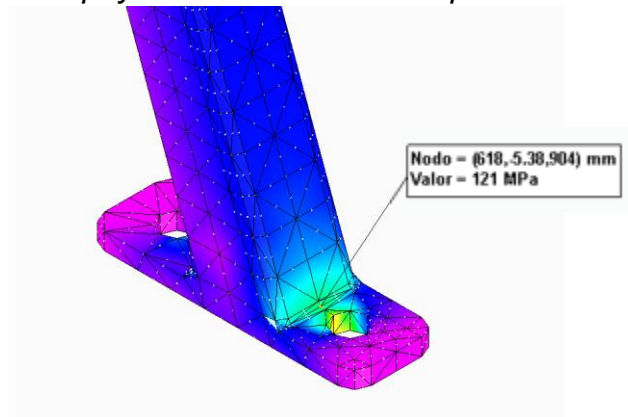
Tercero y último, los esfuerzos no superan el esfuerzo de fluencia de los materiales usados, lo que asegura un funcionamiento mecánico muy aceptable, que no representa

mayores valores de desplazamiento nodal y reparte tal flexión por toda la estructura para evitar de la mejor manera posible las concentraciones de esfuerzos.

Tan solo en forma de apreciación se hace un análisis nodal de esfuerzo en el punto de flexión en la soldadura para registrar el esfuerzo máximo encontrado en tal cambio de sección. Esa magnitud se puede apreciar en la Figura 204.

Figura 204.

Esfuerzos nodales que se producen en los apoyos de la estructura de potencia.



Nota. Visualización gráfica de la simulación por elementos finitos correspondiente a la simulación nodal para identificar el esfuerzo crítico en el cordón de soldadura.

Se logra observar que el esfuerzo concentrado en ese punto específico donde se ubica la soldadura es de magnitud 121 MPa, esfuerzo que no representa una gran carga para la soldadura antes trabajada (E60xx grosor de soldadura 2 mm), por lo que no representa un problema en el diseño. Se hace uso, entonces, de esa soldadura junto con ese grosor al ser el mínimo recomendado en la Industria sabiendo que el esfuerzo que soportará no es considerable.

-La base de anclaje que se debe tener para poder referenciar en qué parte se atornillar a las estructuras de soporte para la cortadora son totalmente cimentaciones de concreto

y varilla fundida alienadas con respecto al trapiche evitando un desplazamiento axial o transversal de la cortadora o todo el sistema estructural.

4.14 Determinación del proceso de manufactura para los diferentes componentes más complejos del Proyecto.

Los componentes que conforman la máquina cortadora tiene perfiles de construcción tan complejo que es necesario hacer su proceso de fabricación especializado.

Con los diferentes métodos o procesos de manufactura descritos en la siguiente tabla para cada pieza compleja:

Tabla 74.

Procesos de manufactura correspondiente para cada pieza compleja.

Pieza o Componente	Proceso de Manufactura Correspondiente
Mesa Estructural de la Cortadora	Para esta pieza se hace uso de vigas cuadradas huecas de 25 mm X 25 mm de tamaño nominal las cuales se cortaran en los solapes requeridos para su posterior soldado generando la pieza correspondiente, sin olvidar que se hace uso de placas de 5 mm de grosor mecanizadas con agujeros de sujeción para pernos M5, que irán soldadas de la forma correcta para sujetar tanto la mesa al suelo como la cortadora a la mesa.
Mesa Estructural del Sistema de Potencia	Para esta pieza se hace uso de vigas cuadradas huecas de 25 mm X 25 mm de tamaño nominal las cuales se cortaran en los solapes requeridos para su posterior soldado generando la pieza correspondiente, sin olvidar que se hace uso de placas de 15 mm y 5 mm de grosor mecanizadas con agujeros de sujeción para pernos M16 y M5 respectivamente, que irán soldadas de la forma correcta para sujetar tanto la mesa al suelo (Con los pernos M5) como las chumaceras (del sistema de transmisión de potencia), a la mesa.

Tabla 74. Continuación

Placa Trasera	Se hace uno de una placa comercial estructural material ASTM A-36, la cual se mecanizará con agujeros tamaño de Perno M5. Adicionalmente se sueldan a esta unas placas de forma apropiada grosor 10 mm que funcionaran como argollas de sujeción con agujeros mecanizados de tamaño de perno M5. En total son 8 placas soldadas de grosor 10 mm a la placa trasera para su sujeción a otras placas de la estructura y las vigas de apoyo.
Pestañas Inferior y Superior	Se hace uso de placas de 5 mm de grosor mecanizadas con agujeros de tamaños M5 para sujetarse a la estructura de placas y posicionar el trapiche. Estas piezas deberán tener un proceso de doblado por prensa para lograr obtener la forma especificada.
Cuchillas Larga y Corta	Se hace uso de láminas grosor 2 mm material SAE 5160 a las cuales se les realizarán procesos de mecanizado para generar el filo de las cuchillas y generar igualmente agujeros de diámetro 5 mm usados para posicionar y asegurar las cuchillas con respecto al plato de cuchillas.
Camisa Antifricción	Se hace uso de un bloque de material bronce SAE 841 con medidas volumétricas 35 mm X 80 mm X 88 mm al que se le realizarán procesos de mecanizado para generar las ranuras necesarias para lograr el encaje correcto con el Yugo Escocés.
Asegurador Yugo - Camisa	Se hace uso de un bloque de material acero SAE 4340 con medidas volumétricas 35 mm X 30 mm X 66 mm al que se le realizarán procesos de mecanizado para generar las ranuras y agujeros roscados M5 necesarios para lograr el encaje correcto con el Yugo Escocés y la Camisa Antifricción para su posterior y correcta sujeción.
Plato de Cuchillas	Se hace uso de un material acero SAE 1045 al que se le realizará un proceso de moldeo con arena, haciendo uso de ejes internos o corazones para lograr los agujeros en el interior de la pieza final, los cuales se usarán para asegurar las cuchillas a sus asentamientos. Al componente resultado del proceso de moldeo por arena descrito anteriormente, se le realizan procesos de mecanizado para generar las ranuras correspondientes a los asentamientos de las cuchillas y agujeros diámetro 7 mm y 20 mm necesarios para lograr el aseguramiento de posición del plato de cuchillas respecto al Yugo Escocés.
Yugo Escocés	Se hace uso de un material acero SAE 4340 al que se le realizará un proceso de moldeo con arena, haciendo uso de posteriores procesos de mecanizado para generar los agujeros de sujeción con la Camisa Antifricción y el Asegurador Yugo - Camisa.

Tabla 74. Continuación

Eje Motriz	Se hace uso de un material acero SAE 4340 al que se le realizará un proceso de forjado en caliente, haciendo uso de posteriores procesos de mecanizado simples para generar los cuñeros correspondientes a su fijación con los sprockets de transmisión de potencia.
Tubería Abajo	Se hacen uso de tuberías estructurales de tamaño 150 mm X 150 mm nominal a las que se realizarán procesos de soldado con placas mecanizadas con agujeros que servirán de componente de sujeción con las demás Tuberías y componentes necesarios. También se les soldarán topes triangulares y placas en cruz soldadas entre sí, usados para direccionar correctamente la caña de azúcar con respecto al plato de cuchillas. Sin olvidar el proceso de soldado que debe realizarse a placas de grosor 10 mm que se usan de argolla de sujeción al pivote o pasador de la viga de apoyo.
Tubería	Se hacen uso de tuberías estructurales de tamaño 150 mm X 150 mm nominal a las que se realizarán procesos de soldado con placas mecanizadas con agujeros que servirán de componente de sujeción con las demás Tuberías y componentes necesarios. También se les soldarán placas en cruz soldadas entre sí, usadas para direccionar correctamente la caña de azúcar con respecto al plato de cuchillas.
Tubo de Retención	Para este componente se hace uso de un bloque de material SAE 1045 de medidas 22 mm X 184 mm X 167 mm la cual tiene una cantidad considerable de detalles los cuales, todos, se mecanizarán.
Resorte de Torsión Doble	Esta pieza se envía a diseñar de manera especial a centrales de fabricación de resortes especializados en este campo de diseño.

Nota. Procesos de manufactura determinados para cada uno de los componentes necesarios cuya fabricación es especial.

5. MANUALES DE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

Todos los manuales que se mencionan en el capítulo 5, tienen una relación mutua, es lograr que la máquina opere en óptimas condiciones.

Con especificaciones definidas de cómo el comprador del producto debe hacer la instalación para no cometer errores humanos, las operaciones de trabajo se relacionan

con la manera en que se debe iniciar el proceso de encendido de la máquina, y posterior a esto cortar la caña para ser macerada por el trapiche.

Una vida útil larga de las piezas mecánicas más críticas depende, de la inspección visual continua que deben hacer los operarios evitando una catástrofe por fallas. Así con se interpreta el mantenimiento específico que se debe hacer a las piezas a lubricar.

El (anexo 19) tiene todos los pasos que debe seguir un cliente para iniciar la operación de trabajo, siempre que maneje los protocolos de precauciones en la seguridad.

Se describe el contenido de catálogo tabla 75. nombrado MAQUINA PARA CORTAR LA CAÑA DE AZÚCAR LONGITUDINALMENTE ADAPTABLE A TRAPICHES MEDIANOS R4-S FABRICADOS POR LA EMPRESA METALAGRO LTDA.

Tabla 75.

Partes del manual en conjunto para cada sección de la cortadora diseñada.

Partes del manual en conjunto para cada sección de la cortadora diseñada.	
1	Precauciones de seguridad
2	Nombre de los componentes de la cortadora
3	Detalles de los componentes
4	Herramientas.
5	Manual de instalación.
6	Manual de operación .
7	Lubricación.
8	Limpieza .
9	Ajuste.
10	Manual de mantenimiento.

Nota. Tópicos principales para la realización y organización del manual.

6. ANÁLISIS FINANCIERO DEL PROYECTO.

El análisis financiero del presente proyecto para poder construir la máquina cortadora de caña adaptable a trapiches medianos R4-S fabricados por la empresa Metalagro LTDA. Se enfoca en los costos de materiales que requiere cada pieza de la máquina cortadora para su fabricación, y los costos de mecanizado y torneado como factores externos de las piezas más complejas a fabricar. Junto con ello el flujo de caja que demanda el personal de trabajo en las investigaciones de la elaboración del proyecto.

Un principal objetivo para fabricar la máquina y poder vender al público por parte de la empresa, es evidenciar qué tan costosa es para la empresa metalagro Ltda, siempre teniendo presente que no puede tener un costo superior al modelo de trapiche R4-S, ya que no sería viable para los clientes comprar otra máquina que solo retribuirá las ganancias económicas a largo plazo por el jugo extra de la caña de azúcar que se extrae y la vida útil más larga que se da al trapiche.

6.1 Costos de los materiales o piezas vendidas por catálogos.

Se representa de acuerdo a los diferentes sistemas clasificados en la cortadora de caña, de la siguiente manera:

Tabla 76.

Costos de materiales para la estructura mesa de soporte (valor total).

Estructura para mesa de soporte			
Elemento	Cantidad	Valor	Total
Perfil cuadrado (25x25)mm x 10 metros	1	\$ 80.000	\$ 80.000
Pernos M5x40	18	\$ 3.000	\$ 54.000
			\$ 134.000

Nota. Valores importantes a tener en cuenta para la realización del costeo en cuanto a la fabricación y obtención de materiales para la mesa de soporte.

Tabla 77.

Costos de materiales para la estructura para la transmisión de potencia (valor total).

Estructura para la transmisión de potencia			
Elemento	Cantidad	Valor	Total
Perfil cuadrado (25x25)mm x 6 metros	1	\$ 50.000	\$ 50.000
Varilla roscada M5x20	10	\$ 13.000	\$ 130.000
Varilla roscada M10x20	8	\$ 2.000	\$ 180.000
			\$ 310.000

Nota. Valores importantes a tener en cuenta para la realización del costeo en cuanto a la fabricación y obtención de materiales para la estructura de potencia.

Tabla 78.*Costos del material del Sistema de corte (valor total).*

Sistema de corte			
Elemento	Cantida d	Valor	Total
Eje Motriz diámetro 40 mm x 570 de largo	1	\$ 350.000	\$ 350.000
Baño electrolítico de cobre eje motriz	1	\$ 150.000	\$150.000
Yugo escoses barra 30 mm x 430mm	2	\$ 200.00	\$ 400.000
Camisa anti-fricción barra 180 mmx 30 mm	2	\$ 80.000	\$ 160.000
Cuchillas 166 mm largo x2mm espesor	12	\$ 5.000	\$ 60.000
Baño electrolítico de cobre cuchillas	12	\$ 2.000	\$ 36.000
Plato de cuchillas 245 mm largo x182 ancho	1	\$ 320.000	\$ 320.000
Baño electrolítico de cobre plato de cuchillas	1	\$ 220.000	\$ 220.000
Pernos M5x25	62	\$ 500	\$ 31.000
Chumacera UFC208D1	2	\$ 60.000	\$ 120.000
Laminas estructuras 5x375x505mm	2	\$ 30.000	\$ 60.000
Laminas estructuras 12x375x220mm	2	\$ 65.000	\$ 130.000
Laminas estructuras 15x220x480mm	2	\$ 80.000	\$ 160.000
			\$ 2.197.000

Nota. Valores importantes a tener en cuenta para la realización del costeo en cuanto a la fabricación y obtención de materiales para el sistema de corte.

Tabla 79.*Costos del material del Sistema de transmisión de potencia (valor total).*

Sistema de transmisión de potencia			
Elemento	Cantidad	Valor	Total
Eje intermedio macizo diámetro d 2"x 585 mm de largo	1	\$ 250.000	\$ 250.000
Sprocket 60B17	1	\$ 63.000	\$ 63.000
Sprocket 60B44	1	\$ 298.000	\$ 298.000
Sprocket 80B17	1	\$ 70.000	\$ 70.000
Sprocket 80B53	1	\$ 320.000	\$ 320.000
Cadena 60 3/4"	1	\$ 166.000	\$ 166.000
Cadena 80 1"	1	\$ 166.000	\$ 166.000
Chumacera (UCP208-108D1)	2	\$ 30.000	\$ 60.000
Pernos M16x40	4	\$ 5.000	\$ 20.000
			\$ 1.413.000

Nota. Valores importantes a tener en cuenta para la realización del costeo en cuanto a la fabricación y obtención de materiales para el sistema de transmisión de potencia.

Tabla 80.*Costos de materiales sistema de retención (valor total).*

Sistema de retención			
Elemento	Cantidad	Valor	Total
Perfil cuadrado de retención (150x150) mmx70 metros	1	\$ 50.000	\$ 50.000
Perfil de retención para los topes (150*150mm)x60mm	4	\$ 20.000	\$ 80.000
Resortes de torsión PT054-484-4250-MW-RH-2000-N-IN	20	\$ 1.000	\$ 20.000
Pernos M5x55	8	\$ 500	\$ 4.000
Barra roscada M5x220	4	\$ 11.000	\$ 44.000
Mandril de eje diámetro 7mmx170mm	10	\$ 5.000	\$ 50.000
Tapas de retención 8mmx60mmx66mm	20	\$ 10.000	\$ 200.000
Tubería de retención arriba (22x185x170)	5	\$ 80.000	\$ 400.000
			\$ 848.000

Nota. Valores importantes a tener en cuenta para la realización del costeo en cuanto a la fabricación y obtención de materiales para el sistema de retención.

El valor comercial de los costos para los materiales de fabricación que se presentan en cada sistema, están sujetos a investigaciones realizadas por los autores en puntos de ventas comerciales. Estos materiales que requieren un mecanizado en taller especializado presentan otro precio extra monetario.

Las piezas que requieren algún proceso de forjado en caliente o fabricación por moldeo en caliente, se compran ya con el valor final monetario, es decir, las entregan con las características físicas en los planos especializados.

Costos de materiales para fabricar toda la máquina cortadora	\$ 4.902.000
---	---------------------

6.2 Costos de fabricación.

Los costos de fabricación se definen por los talleres metalmecánicos, encargados de hacer las piezas con las dimensiones específicas que se den en los planos.

Su precio varió dependiendo del tipo de máquina y tiempo para elaborar la pieza, donde se incluye la mano de obra por parte de los ornamentadores, torneros y técnicos especializados en el área de trabajo correspondiente.

Se reescribe en la tabla 81. Los precios por hora de trabajo para procesos de mecanizado o electro soldado:

Tabla 81.

Costo de fabricación de las piezas complejas.

Costos de fabricación (mano de obra técnica)			
Técnico especialista	Horas de trabajo	Valor/hora	Total
Técnico- mecánico torno	5	\$ 40.000	\$ 200.000
Técnico - mecánico fresadora	20	\$ 50.000	\$ 1.000.000
Ornamentador (con soldadura E60xx)	10	\$ 35.000	\$ 350.000
			\$ 1.550.000

Nota. Valores importantes a tener en cuenta para la realización del costeo en cuanto a la fabricación y obtención de materiales para piezas de complejidad superior.

El número de horas de trabajo que se requieren para fabricar todas las partes de la cortadora, se consultaron en talleres de centros especializados en mecanizado y electro soldados para estimar los precios finales de fabricación, el cual es:

Costos de fabricación	\$ 1.550.000
------------------------------	---------------------

6.3 Costos de desarrollo del diseño para el talento humano.

La tabla de talento humano describe las horas de trabajo dedicadas por parte de los proponentes de la máquina cortadora de caña y el docente tutor encargado:

Tabla 82.

Costo del desarrollo de diseño para la máquina por parte del talento humano.

Costos del desarrollo del diseño (talento humano)			
Descripción	Cantidad(horas)	Precio \$	Total
Tutorías con el docente	45	\$ 20.000	\$ 900.000
Proponente	2500	\$ 5.000	\$ 12.500.000
			\$ 13.400.000

Nota. Valores importantes a tener en cuenta para la realización del costeo en cuanto a la fabricación y obtención de materiales y fuerza de trabajo para el proyecto completo.

El resultado del costo del talento humano, se debe describir como una inversión no remunerable por que no se prende comercializar instantáneamente la máquina y este valor, genera un sobre costo elevado al precio final neto que se debe comparar con el precio de venta del trapiche media R4.-S fabricado por la empresa.

6.4 Resumen de los resultados financieros de la máquina cortadora.

El costo equivalente de la máquina cortadora está definido por los costos de materiales para su fabricación y los costos de fabricación por parte de la mano de obra con los técnicos, hay que tener en cuenta también el costo de talento humano ese costo de talento humano que describe un incremento evidencial del valor final que tiene la máquina a diseñar ya que no se pretende tener un ingreso monetario instantáneo, sino que sólo se va a evaluar la fabricación total de la máquina.

Se presenta una tabla específica de cuánto debería pagar un empresario panelero por un año a personal contratado, para realizar el corte de la caña de manera longitudinal con el tiempo de horas de trabajo y la cantidad de caña por hora que pueden realizar con el corte seleccionado, con el objetivo de lograr aumentar la eficiencia de extracción.

Tabla 83.

Costos de horas totales anuales para el contratista que corte la caña de manera longitudinal.

Costos por contratista para cortar la caña longitudinalmente			
Descripción	Cantidad(horas)	Precio \$	Total
Hora de trabajo por 100 kg de caña	3	\$ 4.500	\$ 13.500
900 kg caña/ hora	27	\$ 4.500	\$ 121.500
Hora diaria de trabajo para la cortadora y el trapiche	54	\$ 4.500	\$ 243.000
Gastos anuales para contratista	104	\$ 243.000	\$ 25.272.000

Nota. Valores importantes a tener en cuenta para la realización del costeo en cuanto al tiempo necesario para que un operario realice el proceso de corte longitudinal y así realizar comparación con el proceso mecanizado en este proyecto.

La tabla anterior describe el aumento relativo del precio con las características de horas de trabajo por el contratista y el tiempo de trabajo por horas que trabaja un trapiche.

Los resultados describen un costo muy elevado para utilizar una persona o muchas que cumplan la función de la máquina cortadora diseñada. Esto indica que se debe comparar relativamente con el personal de la siguiente manera costos:

Tabla 84.

Tabla comparativa de precios entre la cortadora y el costo de personal para cortar la caña de la meta longitudinal.

Máquina cortadora de caña	Costo de fabricación	Materiales y mecanizado	\$ 6.452.000
		Materiales, mecanizado y talento humano	\$ 19.446.000
Personal de operación para cortar la caña	Precio de costo operacional		\$ 25.272.000

Nota. Comparación de costeos entre proceso de corte longitudinal mecanizado realizado en este proyecto y el costo de proceso realizado por un operario.

La tabla 83 resume los costos diferenciales que se presentan con el proyecto de investigación planteado por los investigadores, para dar una solución efectiva en la extracción del jugo de caña y el ciclo de vida útil del trapiche aumentado.

Estos costos se pueden disminuir con la fabricación en masa de la cortadora y así presentar más viabilidad de venta por su disminución económica para el público.

7. ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL QUE PRODUCE LA MÁQUINA CORTADORA DE CAÑA.

En este capítulo se determina la afectación que se produce sobre el medio ambiente (su flora, su fauna y demás factores que se especificarán de mejor forma más adelante), a razón de la instalación y posterior uso o aplicación de la cortadora longitudinal para caña de azúcar.

Aunque bien es cierto que la empresa Metalagro LTDA está interesada en los beneficios derivados de la creación de la máquina antes mencionada, que procesa caña para generar no solo un aumento en la vida útil del trapiche, sino también en la producción neta de jugo de caña de azúcar usando menores cantidades de hectáreas sembradas, entre otros beneficios, debe tenerse en cuenta el bienestar del medio ambiente respecto al funcionamiento de la cortadora.

Hay que observar que de por sí, el proceso de extracción de jugo de caña de azúcar es un proceso que se lleva a cabo sin generar desechos tóxicos para el medio ambiente, y que, además, es un proceso cuyos desechos (no tóxicos como ya se mencionó), se reutilizan para generar energía de combustión en procesos posteriores a los de la extracción del jugo de caña, más específicamente, en el proceso de la creación de la panela y sus derivados.

Esta reutilización de los desechos entra en el campo de la reutilización de biomasa, ya que los desechos son, básicamente, la corteza que protege el interior de la caña y las fibrillas en su interior contienen el jugo de caña. Estos materiales son fácilmente producto de biomasa, y lo serán aún más luego de hacer pasar la caña de azúcar por la cortadora

antes de su macerado, ya que, gracias al aumento en la eficiencia de extracción del jugo de caña, el nivel de humedad en los desechos de corteza y fibrillas de la caña ya macerada disminuirá haciendo más fácil su combustión.

Entonces, aunque la afectación en el impacto sea baja no se puede dejar de lado tal impacto por lo que se dispone a realizar un análisis para los daños colaterales a la fauna y la flora por la aplicación de la máquina cortadora de caña, que, aunque sea muy baja, más vale estar completamente consciente de la situación ambiental.

7.1 Identificación de Impactos.

Para la identificación de impactos, hay que dividir estos en sus distintas clases y fases, entre algunos de los ejemplos más comunes para esta división se encuentran los impactos en el proceso o fase de construcción, aplicación o mantenimiento. En el siguiente cuadro se muestran los impactos y su importancia para declarar el nivel de criticidad en cada uno, ver Tabla 84.)

Tabla 85.

Tabla de listas de nivel de criticidad en el impacto ambiental.

ELEMENTO	AFECTADO	IMPACTO	NIVEL
Construcción	Público General	Ruidos	Bajo
		Accidentes	Bajo
		Efecto de Emisiones Sobre la Salud	Bajo
	Calidad del Aire	Emisiones de Gases de Motores	Medio
	Animales	Accidentes por Tropiezo o Colisión	Bajo
Perdida de Hábitad		Bajo	
Accidentes	Trabajadores	Heridas Leves	Medio
		Heridas Graves	Medio
		Muerte	Bajo
Creación de Empleo	Público General	Beneficios por la Comunidad	Bajo
Niveles de Ruido	Trabajadores	Sobre Salud	Medio
	Habitantes	Sobre Salud	Bajo
	Animales	Perdida de Hábitad	Bajo

Nota. División del impacto ambiental en niveles y elementos para la determinación de la posible gravedad del impacto al ambiente por parte del proyecto.

7.2 Impactos Biológicos

En el apartado anterior se evaluó el peso o nivel de afectación del presente proyecto a distintos elementos respecto a las fases presentes en el proceso de la máquina cortadora de caña. En el presente apartado se tiene una profundización del Cuadro 1, donde se hace uso de una matriz (ver tabla 85.), para analizar qué procesos afectan a qué factores ambientales (marcados con una x), y su posterior profundización y argumentación.

Tabla 86.

Matriz de impacto ambiental producido por la cortadora.

	FASE DE CONSTRUCCIÓN					FASE DE PRODUCCIÓN				
	VÍAS DE ACCESO	TRAFICO DE VEHÍCULOS	CONSTRUCCIÓN DE COMPONENTES Y PIEZAS	ENSAMBLE DE COMPONENTES Y PIEZAS	ACONDICIONAMIENTO DE LAS INSTALACIONES	PROCESOS DE MANTENIMIENTO (PARADA)	PROCESO DE TRABAJO (CORTE)	ABANDONO	MATERIA PRIMA	MOTOR DE IMPULSO DE LA MÁQUINA
CALIDAD DEL AIRE		X	X				X			X
SUELO	X	X		X	X					X
FLORA				X					X	
FAUNA				X					X	
ESPACIO NATURAL				X	X				X	
CREACIÓN DE EMPLEO	X	X	X	X	X				X	
INFRAESTRUCTURAS			X	X	X					X
CONTAMINACIÓN POR RUIDO	X	X		X	X		X		X	X
CONTAMINACIÓN VISUAL		X		X						
PÚBLICO GENERAL		X								

Nota. Se muestra el análisis de impacto ambiental del proyecto dividido en sus etapas de construcción y producción dependiendo de distintos factores ambientales.

Entonces, como puede observarse se divide el proceso de uso de la máquina cortadora en dos partes, una parte que representa la fase de construcción y otra que representa la fase de producción.

En la fase de construcción se encuentran en primer lugar las vías de acceso, para los caminos o entradas rurales o urbanas usadas en mayor medida para transportar todos los elementos necesarios para generar la instalación de la máquina por unidad. En el caso de la máquina del presente proyecto tenemos vías de acceso rurales en su mayoría, ya que casi el total de centros de producción y tratamiento centrados en la caña de azúcar para extraer su jugo y crear panela y sus derivados se encuentran en este tipo de lugares. Al ser así el principal factor impactado sería el del suelo que, en realidad, no es de mayor impacto negativo gracias a la simpleza de la máquina, por tal simpleza, la cantidad de automóviles usados para llevar las partes a instalar de la máquina a los centros de producción serían cuando mucho 2, lo que no representa una afectación grande para el suelo natural abarcado por los automóviles antes mencionados, al igual que el ruido (que sería mínimo).

En segundo lugar, está el tráfico de vehículos que como se dijo anteriormente, es mínimo. Los impactos generados por los vehículos usados para el transporte de las piezas de ensamble e instalación general como tal afectación en la calidad del aire, pero en medida ínfima, en contaminación de ruido, con nivel bajo tal cual como cualquier auto producirá ruido, sin olvidar la subsecuente creación de empleo para el uso de los vehículos que contrasta con los impactos negativos anteriores.

En la construcción de los componentes y piezas, o sea, en el proceso de manufactura para crear cada parte que ensambla la máquina cortadora tenemos medios niveles de contaminación en el aire, en el proceso de moldeado se necesitan altas temperaturas para alcanzar la fundición de los metales necesarios, tales temperaturas se alcanzan gracias a procesos de combustión que en una línea de producción grande afectarían en medida intermedia el aire por los gases subyacentes al proceso. Lo anterior se contrasta

con la creación de empleo para la línea de producción de las piezas manufacturadas por tales medios es más grande que la contaminación del aire que en realidad no es mucha.

Para la parte del ensamblaje de los componentes y piezas, hay afectación mínima en el suelo, porque las excavaciones necesarias para las sujeciones al piso en cuanto al sistema estructural, se realizan en áreas de suelo que no se consideran importantes en cuanto a la flora y la fauna del ambiente en uso.

En el acondicionamiento de las instalaciones se tienen prácticamente los mismos impactos en los factores del ensamble de los componentes, ya que la instalación debe hacerse de manera solidaria y en conjunto con el proceso de ensamble de la máquina. Puede generarse ruido de nivel bajo en el proceso de la creación de las bases.

Debido a la simpleza de la máquina, su proceso de mantenimiento es básicamente de lubricación y acondicionamiento en limpieza e inspección visual, y los materiales usados para la lubricación son materiales de bajo nivel de impacto en los productos generados por medio de los jugos extraídos a la caña, por lo que se considera como un tema de baja o casi nula afectación a todos los factores ambientales evaluados.

Hablando ya como tal de la fase de producción de la máquina, o sea, en la fase donde la máquina está trabajando y produciendo caña cortada, se tiene básicamente contaminación por ruido de nivel medio para los operarios de la máquina. Tales ruidos se producen por el motor usado para impulsar la máquina cortadora pero los decibeles generados no son suficientes para generar problemas en la salud de los operarios.

La materia prima usada en el proceso de producción de la máquina es claramente la caña de azúcar. Se considera el impacto en la flora y la fauna del ambiente de trabajo en el proceso de obtención de la caña, pero de nivel bajo ya que el tiempo de brote de la caña es muy bajo, por lo que no se produce un déficit en la producción de oxigenación de los campos de caña, sin olvidar que los campos de caña de azúcar no se consideran

un hábitat para ninguna especie. Los decibeles de ruido de las máquinas de corte de caña en los campos de germinación son mínimos.

Ahora bien, por último, tenemos el motor impulsor, tanto del trapiche como de la cortadora longitudinal de caña. El motor produce, como ya se dijo antes, decibeles de ruido considerables de nivel medio respecto a la afectación de la salud de los operarios. EL suelo puede verse afectado con un nivel bajo de consideración gracias a la simpleza de su sujeción al suelo. Y la contaminación a la calidad del aire, al ser un motor de combustión interna, es media en comparación con la contaminación de gases que se produce en las calderas durante el posterior proceso de producción de panela.

CONCLUSIONES

Con el proyecto diseñado en su totalidad, se logra evidenciar un sistema eficaz que corta la caña con factores de seguridad en el diseño alto, por la complejidad de algunas piezas y el sistema de potencia que consume el eje del trapiche es bajo, en comparación con el mismo, esto satisface la disminución de la distancia entre centros del trapiche, para extraer un 5% de jugo adicional e incrementar la vida útil del mismo, razón por la cual se logra el incremento en la producción de panela por parte de los agricultores.

Lograr que el sistema de relación de velocidad sea de un tamaño considerablemente acorde a las dimensiones de los piñones del trapiche fue imposible de lograr, pues debían hacerse muchas relaciones de velocidad, esto incrementaba el mantenimiento de las partes de la máquina, lo cual no es óptimo por el contorno que rodea el trabajo de operación.

Las estructuras de soporte para la cortadora y el sistema de transmisión de potencia tienen una desventaja, dado que éstos componentes deben estar sujetos o empotrados al suelo para cumplir con su objetivo, se provoca un sobre costo por parte del cliente adquirente de la máquina cortadora, ya que deben hacerse bases de sedimentación y se debe contar con un espacio volumétrico adicional que será el que ocupe la máquina.

El análisis financiero es un aspecto primordial para la empresa Metalagro LTDA, ya que determina si es viable llevar a cabo una nueva línea o proceso de producción para la máquina cortadora de caña. Según los resultados del análisis financiero, la cortadora representa costo de producción muy bajos a comparación de una persona especializada en cortar la caña con este método y no genera un balance monetario aceptable por su costo neto. Todo lo anterior no incluyó el factor talento humano necesario para diseñar el proyecto en su totalidad.

Los costos de fabricación pueden disminuirse de manera considerable llevando a cabo una producción masiva de la cortadora, pero con contrataciones externas, las cuales, disminuirían el precio de materiales gracias a la reutilización de material maquinado o restante.

El resultado final en el proceso de diseño llevado a cabo, el cual es el producto principal de este proyecto, puede sujetarse a mejoras técnicas sujetas a la modificación de algunas piezas que disminuyan su complejidad y como tal la complejidad total del sistema, siempre teniendo como referencia nuevos análisis en pro de versiones más actualizadas en base a la máquina cortadora de caña propuesta.

El impacto ambiental que genera la máquina es totalmente despreciable en comparación con el impacto que se presenta con el trapiche en ejecución. Esto debido a que no se generan residuos contaminantes gracias a que la materia prima de la cortadora es, en si, macerada finalmente por el trapiche. Es decir, teniendo en cuenta que la máquina cortadora es solo un componente adaptativo para el trapiche.

La máquina cortadora de caña es un proyecto totalmente viable para satisfacer la flora y fauna, su finalidad es disminuir el impacto de sembrado por hectáreas y de esta manera evitar la tala de árboles en el ecosistema.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Varsity Tutors, «Secciones transversales,» NEW YORK, 01 01 2020. [En línea]. Available: https://www.varsitytutors.com/hotmath/hotmath_help/spanish/topics/cross-sections. [Último acceso: 10 08 2020].
- [2] M. L.T.D.A, MANUAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE MOLINOS R2 R4 R5 R8 ESTANDAR, Bogota D.C: EDICIÓN 3, 2020.
- [3] « CTP Print Ltda.Y, Colombia. BUENAS PRÁCTICAS AGRÍCOLAS -BPA- Y BUENAS PRÁCTICAS DE MANUFACTURA -BPM. Sitio WEB. (2007). página 109. URL: <http://www.fao.org/3/a-a1525s.pdf>».
- [4] « METALAGRO LTDA. Tabla 4. Relación de motores y poleas para los diferentes modelos de molinos. MANUAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE MOLINOS R2 R4 R5 R8 ESTÁNDAR. 1.0. Bogotá D.C.: 2020. Paginación: 15 DE 25».
- [5] ORLANDO, «Variedades de la caña de azúcar para la producción de panela, Tema 8,» INSUASTY, 01 01 2010. [En línea]. Available: http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portallG/home_4/mod_virtuales/modulo4/tema_8.html.
- [6] ROMEVA, DISEÑO OCNCURRENTE, Barcelona, 2002.
- [7] W. C. Ames, «Contabilidad Y Negocios,» *Departamento academico de ciencias administrativas, vol. 1, nº 1, p. 10, 2008.*
- [8] R. L. MOTT, DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, MEXICO: PEARSON EDUCATION, 2006.
- [9] F. P. Beer, «MECANICA DE MATERIALES,» de *Capitulo 8*, mexico, McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES,S.A. DE C.V., 2006, p. 441 y 442.
- [10] « songshun,» Dongguan City Guangdong, 2012. [En línea]. Available: <https://es.steelpurchase.com/4340-sncm439-16563-acero/>. [Último acceso: 08 11 2020].
- [11] F. P. Beer, «Esfuerzos normales y cortantes,» de *MECANICA DE MATERIALES*, mexico, MC GRAW HILL, 2006, pp. 441-422.
- [12] ACESCO, «Ficha técnica METALTUB Tuberia estructural y cerramiento,» MALAMBO PIMSA, [En línea]. Available:

- <https://www.acesco.com.co/descargas/fichastecnicas/ficha-tecnica-metaltub.pdf>. [Último acceso: 8 11 2020].
- [13] C. D. COLTON, «THE SPRING STORE,» ACXESS SPRING, [En línea]. Available: <https://www.thespringstore.com/media/download-pdf-entire/Stock-Torsion-Spring-Catalog.pdf>. [Último acceso: 8 11 2020].
- [14] S. A. S. UNICO, «Rodacciai,» RODASTEEL CORPORATION, [En línea]. Available: <https://www.rodacciai.es/normeetabelle.php?pid=38>. [Último acceso: 8 11 2020].
- [15] info@gestiondecompras.com, «Gestión de compras,» Tornillera, [En línea]. Available: https://www.gestiondecompras.com/files/products/mechanical_components_hardware/pernos_tornilleria_tuercas_arandelas_varilla_roscada_din_933_934_798_9_125_127_4034_975_555_iso.pdf. [Último acceso: 8 11 2020].
- [16] P. Ringegni, «Mecanismos y elementos de máquinas,» de *Calculo de uniones soldadas*, <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Uniones%20soldadas%20sexta%20edicion%202013.pdf>, 2013, p. 14.
- [17] ACESCO, «Mejores materiales,» ACESCO, 08 07 2018. [En línea]. Available: https://neufert-cdn.archdaily.net/uploads/product_file/file/25352/Ficha_Te%CC%81cnica_-_Metaltub.pdf. [Último acceso: 10 11 2020].
- [18] GGB, «Tribología,» [En línea]. Available: <https://www.ggbearings.com/es/empresa/tribologia>.
- [19] N. L. Z. Hernández, *ANÁLISIS DE LOS FACTORES DE DESGASTE ADHESIVO EN DIFERENTES MATERIALES ANTI FRICCIÓN SOBRE EL ACERO AISI 4340 BAJO NORMA ASTM G83-96 Y SU EFECTO EN LAS PROPIEDADES TRIBOLOGICAS*, ECUADOR: UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO, 2013.
- [20] A. L. Mateos, «INDUSTRIAL OKENDO,» Tonantzintla, San Andrés Cholula, 2012. [En línea]. Available: <https://okendo.mx/ok-sae841.pdf>. [Último acceso: 27 11 2020].
- [21] R. G. Budynas, «Desgaste lineal deslizante,» de *Diseño de ingeniería mecánica de shigley*, mexico, MC GRAW HILL, 2006, pp. 641-646.

- [22] MARTIN, «MARTIN SPRCKETS,» [En línea]. Available: <http://www.elementosindustriales.com/web/pdf/martin/SECCION-E.pdf>. [Último acceso: 01 12 2020].
- [23] r. mott, «TRANSMISIÓN POR CADENAS,» de *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS*, mexico, PEARSON, 2004, pp. 293-297.
- [24] R. C. Pérez, «Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros,» España, McGraw-Hill Interamericana de España S.L, 1999, p. 283.
- [25] R. G. BUDYMAS, «estimacion de la primera concentración de esfuerzos,» de *MECANICA DE MATERIALES*, MEXICO, MG GRAW, 2006, p. 361.
- [26] R. L. Norton, «Diseño de maquinas,» de *ESTIMACIÓN DEL CRITERIO DE FALLA POR FATIGA*, mexico, PEARSON, 2011, pp. 258-268.
- [27] N. corporation, «NTN corporation,» For New Technology Network, [En línea]. Available: <https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf>. [Último acceso: 1 12 2020].
- [28] COLMENA, «Perfiles de acero,» COVAL, [En línea]. Available: https://coval.com.co/pdfs/manuales/man_colmena_linea_estructural.pdf. [Último acceso: 1 12 2020].
- [29] S. N. Hudiel, «metodo de cross,» 06 210. [En línea]. Available: <https://sjnavarro.files.wordpress.com/2010/04/metodo-de-cross.pdf>. [Último acceso: 1 12 2020].
- [30] F. P. BEER, «COLUMNAS,» de *MECÁNICA DE MATERIALES*, MEXICO, MCG GRAM HILL, 2006, p. 613.
- [31] Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, Estufas eficientes para la cocción con leña, MINAMBIENTE, 2015.
- [32] J. M. M. González, C. A. D. Daza y C. H. G. Urueña, Diseño y estudio económico preliminar de una planta productora de biogás utilizando residuos

orgánicos de ganado vacuno., Revista Ingeniería e Investigación, n.o 3, 2007, pp. 133-142.

- [33] OMS, Contaminación del aire de interiores y salud, Who, 2018.
- [34] R. Liriano, «Aplicación de biofertilizantes como alternativa nutricional, ambiental y económica en la agricultura urbana.,» de *tesis: opción al título de Doctor en Ciencias Agrícolas. Universidad de Girona, España, 2005, p. 157.*
- [35]
- [36] CVC, Cartilla básica de extesnión No.1, Cali. Colombia.: Covenio Colombo-Alemán en biogás, 1999.
- [37] D. Elizondo, «El biodigestor,» *Ministero De Agricultura y Ganadería , 2005.*
- [38] Initiative Global Methane, «Obtenido de Successful Applications of Anaerobic Digestion from Across the World,» *Globalmethane, 2013.*
- [39] Gobierno de Chile, Ministerio de Energía, Manual de biogás, Programa de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO); Global Envioment Facility (GEF): Santiago, Chile, 2011.
- [40] I. Ramírez, «El estudio técnico en los proyectos,» 25 Febrero 2019. [En línea]. Available: <https://www.efectodigital.online/post/2019/02/25/el-estudio-t%C3%A9cnico-en-los-proyectos>.
- [41] J. A. P. Medel, ESTUDIO Y DISEÑO DE UN BIODIGESTOR PARA APLICACION EN PEQUEÑOS GANADEROS Y LECHEROS, Santiago de Chile: Universidad de Chile, 2010.
- [42] W. Arrieta-Palacios, DISEÑO DE UN BIODIGESTOR DOMÉSTICO PARA EL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DEL ESTIÉRCOL DE GANADO, Piura, 2016.

- [43] L. Guerrero, «Dash,» 01 Noviembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.aboutespanol.com/tipos-de-biodigestores-y-sus-disenos-3417696>.
- [44] S. A. Díaz Salazar y H. Y. Torres Cortes, Análisis de viabilidad de la implementación de biodigestores como alternativa energética para familias del área rural, Bogotá, 2019.
- [45] A. B. Roger Israel y M. A. Kevin Alexi, Biodigestor: Una Alternativa de Innovación Socio – Económica, Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua. Facultad de Ciencias Económicas, 2015.
- [46] Naciones Unidas, «Naciones Unidas,» 25 Septiembre 2015. [En línea]. Available: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/>.
- [47] I. Ferrer, M. Gamiz, M. Almeida y A. Ruiz, Pilot project of biogas production from pig manure and urine mixture at ambient temperature in Ventanilla, Waste Management: Lima, Perú, 2009.
- [48] CIPAV, Biodigestor plástico de flujo continuo, generador de gas y bioabono a partir de aguas servidas, CIPAV centro de investigación autónomo: Cali. Colombia, 1995.
- [49] T. d. C. Beteta Herrera y J. A. González Sobalvarro, Construcción y uso de biodigestores tubulares plásticos, Universidad Nacional Agraria: Managua, Nicaragua, 2005.
- [50] F. John y S. Gary, Estadística elemental, 8ª ed. México, México: Prentice Hall Hispanoamericana, 1994.
- [51] Megalinear P3.3, «DIRECT INDUSTRY,» 01 09 2020. [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/megadyne/product-14254-2224825.html>.
- [52] F.A.O, «BUENAS PRACTICAS AGRICOLAS Y BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA(BPM),» 2020 01 01. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/3/a1525s/a1525s03.pdf>.

- [53] G. OSORIO, «BUENAS PRACTICAS AGRICOLAS Y BUENAS PARCTICAS DE MANUFACTURA,» MEDELLIN, 2007. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/3/a-a1525s.pdf>.
- [54] K. T. Ulrich y S. D. Eppinger, PRODUCT DESIGN AND DEVELOPMENT, FIFTH EDITION, NEW YORK: Paul Ducham, 2012.
- [55] C. R. Romeva, Diseño concurrente, Barcelona: Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL, 2002.
- [56] W. C. Ames, «Contabilidad Y Negocios,» *Departamento acodemico de ciencias administrativas*, vol. 1, nº 1, p. 10, 2008.
- [57] KOYO, «Rodamientos rígidos de bolas,» [En línea]. Available: <https://koyola.com.pa/wp-content/uploads/2017/10/2-Rodamientos-ri%CC%81gidos-de-bolas.pdf>. [Último acceso: 02 11 2020].

ANEXOS

ANEXO 1

MATERIAL DE FABRICACIÓN PARA LAS CUCHILLAS

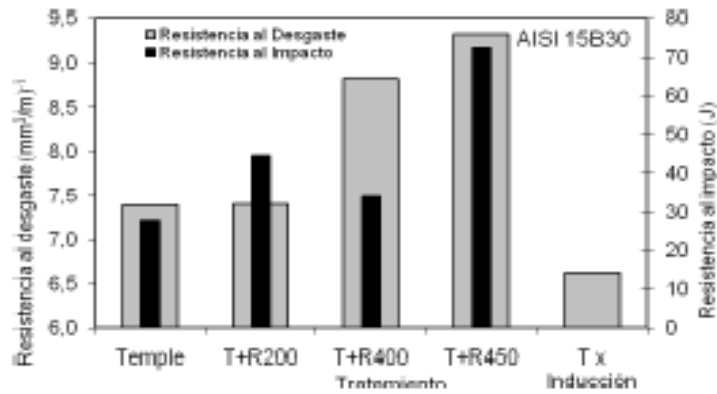


Figura 5.40 Propiedades de resistencia al impacto y al desgaste abrasivo en acero AISI 15B30

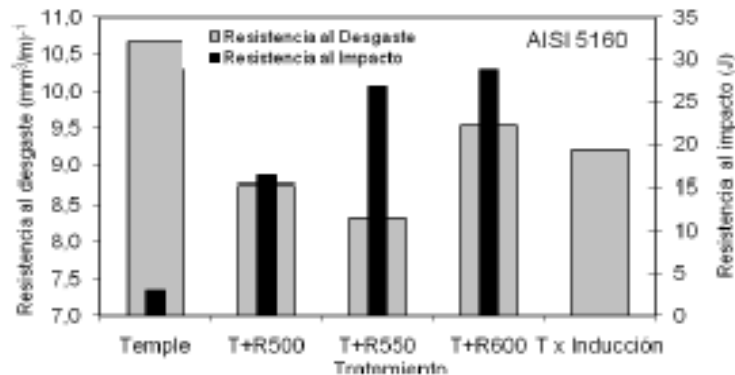


Figura 5.41 Propiedades de resistencia al impacto y al desgaste abrasivo en acero AISI 5160

5.2 ANÁLISIS DE CUCHILLAS ENSAYADAS EN CAMPO

Durante el trabajo en campo los bordes cortantes de los filos de las cuchillas se deterioraron por diversos mecanismos de desgaste, entre los cuales se distinguen micro-arado y micro-desprendimiento de material por fractura frágil. Al comparar la forma de los filos después de haber sido ensayados en campo, figura 5.10, con su forma previa, figura 5.11, se observó que en ciertas zonas la forma redondeada se conservó, pero en otras hay presencia de deformación plástica generando bordes muy irregulares. Cabe advertir que la imagen mostrada en la figura 5.11 correspondió a la

Nota. Fuente: León Sevilla Lys Margarita, 2010. Optimización de parámetros en la fabricación de cuchillas trozadora raspara la cosecha de caña de azúcar. (maestría de ingeniería). Universidad Nacional de Colombia.

ANEXO 2

ÁNGULO DE INCLINACIÓN PARA EL DISEÑO DE LAS CUCHILLAS

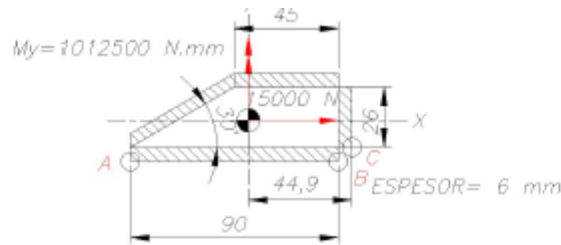


Figura 3. 19. Geometría del cordón que une el soporte de la cuchilla a la plancha

Al igual que en los casos anteriores se calculará el centroide en el eje X de la unión soldada.

$$\bar{x} = 44,9 \text{ mm}$$

$$I_y = 1043528 \text{ mm}^4$$

Los puntos críticos de la unión son los puntos A, B, C (Ver figura 3.18.). Se realizará el mismo procedimiento que en las secciones anteriores. Los resultados se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3. 4. Esfuerzos calculados en los puntos críticos de la unión del soporte del cilindro

Punto	A	B	C
Cálculo por carga estática			
σ_{eq} (Mpa)	52.1	41.1	46.5
Cálculo por carga dinámica			
σ_{eq-m} (Mpa)	26.1	20.6	23.3
$\sigma_{eq-alt'}$ (Mpa)	38.1	33.6	35.8

Se observa a partir de la tabla que el punto A presenta los mayores esfuerzos ante cargas estáticas y dinámicas. En este punto se realizarán los cálculos del factor de seguridad con las ecuaciones 3.7, 3.8 y 3.9.

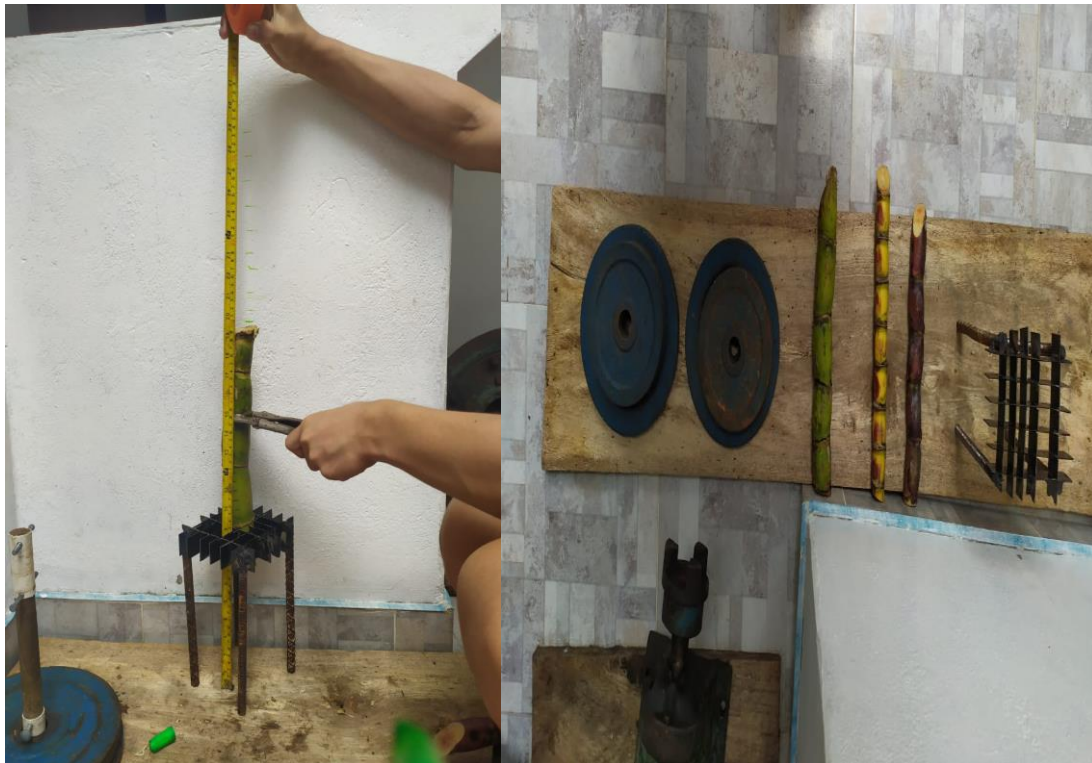
El factor de seguridad a partir de la carga estática, teniendo como material el acero ASTM A36, será calculado con la ecuación 3.7 aplicando también un factor de calidad v_2 de 1.

$$FS = \frac{0.8 * 1 * 250}{52.1} = 3.8$$

Nota. Fuente: CAMPODÓNICO MORALES CARLOS ENRIQUE, DISEÑO DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA ASTILLADORA DE TRONCOS, Uniiversidad católica del peru, 2018.

ANEXO 3

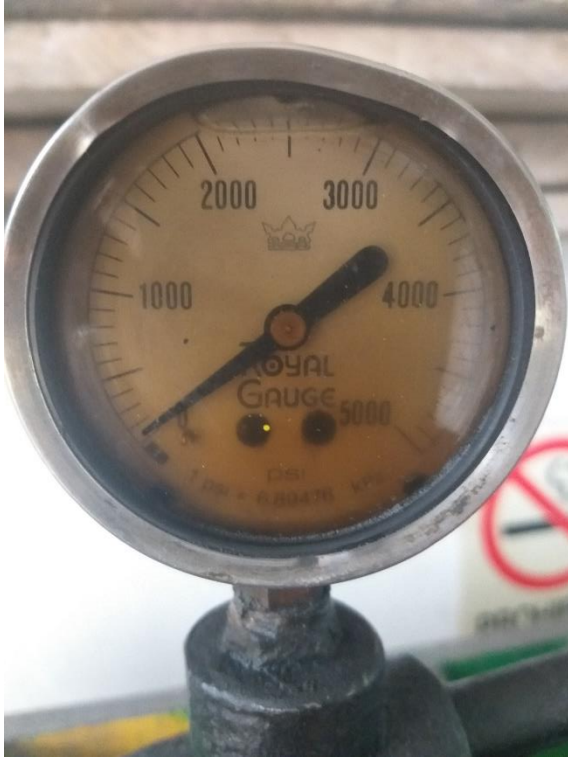
EXPERIMENTO DE CAIDA LINBRE CON PESAS



Nota. Experimento de caída libre para cortar la caña de manera longitudinal.

ANEXO 4

EXPERIMENTO PRENSA HIDRAULICA



Nota. Experimento de prensa hidraulica para cortar la caña de manera longitudinal.

ANEXO 5

CTOR DE SEGURIDAD METODO DE PUGSLEY

$$n_s = n_{sx} n_{sy} \text{ Factor de seguridad}$$

Característica		B=			
		mb	b	R	p
A=mb	C=mb	1.1	1.3	1.5	1.7
	C=b	1.2	1.45	1.7	1.95
	C=r	1.3	1.6	1.9	2.2
	C=p	1.4	1.75	2.1	2.45
A=b	C=mb	1.3	1.55	1.8	2.05
	C=b	1.45	1.75	2.05	2.35
	C=r	1.6	1.95	2.3	2.65
	C=p	1.75	2.15	2.55	2.95
A=r	C=mb	1.5	1.8	2.1	2.4
	C=b	1.7	2.05	2.4	2.75
	C=r	1.9	2.3	2.7	3.1
	C=p	2.1	2.55	3.0	3.45
A=p	C=mb	1.7	2.15	2.4	2.75
	C=b	1.95	2.35	2.75	3.15
	C=r	2.2	2.65	3.1	3.55
	C=p	2.45	2.95	3.45	3.95

mb=muy bien, b=bien, r=regular y p=pobre

Caract.	D=		
	ns	s	ms
ns	1.0	1.2	1.4
s	1.0	1.3	1.5
ms	1.2	1.4	1.6

ms=muy serio, s=serio y ns=no serio

Nota.Fuente: Diseño de sistemas mecánicos,Mail X mail.[En línea].
<http://www.mailxmail.com/curso-calculo-componentes-transmisiones-mecanicas/coeficiente-seguridad-admisible-2>.

ANEXO 6

MANUAL DE INSTALACION Y MANTENIMIENTO PARA TRAPICHES R2-R4-R5

MODELO	Relación Transmisión	Tipo de motor.	RPM Salida del motor	Polea Motor	Polea Molino	RPM Maza Superior
R2	20.5 a 1	Diesel 6 H.P Gasolina 9 H.P.	1400 a 1800	4.75"	23"	14.1
		Diesel 6 H.P Gasolina 9 H.P.	2800 a 3600	4"	39"	14
		Eléctrico 3 H.P.	1750	3.75"	23"	14
		Eléctrico 3 H.P.	3600	3.5"	39"	15.75
MODELO	Relación Transmisión	Tipo de motor.	RPM Salida del motor	Polea Motor	Polea Molino	RPM Maza Superior
R4	11.08 a 1	Diesel 6 H.P	650	8"	39"	12.1
		Diesel 8 H.P	850	7"	39"	13.8
		Diesel 10 H.P	2200	Eje intermedio Relación 2:1	39"	14
		Eléctrico 8 H.P.	1700	3.5"	39"	13.8
		Gasolina 16 H.P.	3000	Eje intermedio Relación 2:1	39"	14
MODELO	Relación Transmisión	Tipo de motor.	RPM Salida del motor	Polea Motor	Polea Molino	RPM Maza Superior
R5	11.25 a 1	Diesel 8 H.P	850	6"	39"	11.6
		Diesel 10 H.P	2200	Eje intermedio Relación 2:1	39"	13
		Eléctrico 10 H.P.	1700	Eje intermedio Relación 2:1	39"	13
MODELO	Relación Transmisión	Tipo de motor.	RPM Salida del motor	Polea Motor	Polea Molino	RPM Maza Superior
R8	14.5 a 1	Diesel 8 H.P	850	8"	39"	12
		Diesel 13 H.P	2200	Eje intermedio Relación 2:1	39"	12
		Eléctrico 10 H.P.	1700	4"	39"	12

Nota. Fuente: Elaboración propia. 1 MANUAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO MODELOS R2 R4 R5 R8 MOLINOS ESTANDAR. 4 ed°. METALAGRO LTDA, BOGOTA D.C., 2019

ANEXO 7

CATALOGO DE LA SECCIÓN DE TUBERIA HUECA

Metaltub Tubería Estructural Cuadrada

(Acabado negro y galvanizado)



METALTUB TUBERÍA ESTRUCTURAL CUADRADA													
[ACABADO NEGRO Y GALVANIZADO]													
REFERENCIA	ESPEORES EN MILIMETROS											UNIDAD DE EMPAQUE	
	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0		12,0
Tubos Cuadrados (mm)	Peso Teórico Calculado (kg / m)												
50 x 50	2,34	3,08	3,80										100
	2,33	3,07	3,80										
60 x 60		3,71	4,59	5,45									100
		3,70	4,58	5,44									
70 x 70		4,34	5,37	6,39									64
		4,32	5,36	6,38									
90 x 90		5,59	6,94	8,28									36
		5,58	6,93	8,26									
100 x 100		6,22	7,73	9,22									36
		6,20	7,71	9,20	12,14		17,75						
120 x 120					14,81								30
135 x 135					16,69		24,58						25
150 x 150					18,58		27,41			40,08			16
200 x 200						30,88		42,70		54,21*			12
220 x 220								47,09		59,86*			12
250 x 250										68,34			9
300 x 300											91,25	108,58*	4

Estructural Galvanizado A500 Grado C ■
 Estructural Negro A500 Grado C ■
 Estructural Negro A500 Grado A ■

*Producción bajo pedido

Nota. Fuente: ACESCO, «Ficha técnica METALTUB Tubería estructural y cerramiento,» MALAMBO PIMSA, [En línea]. Available: <https://www.acesco.com.co/descargas/fichastecnicas/ficha-tecnica-metaltub.pdf>. [Último acceso: 8 11 2020].

ANEXO 8

CATALOGO RESORTE DE TORSIÓN



Stock Torsion Springs Catalog

www.thespringstore.com

Ph: (951) 276-2777

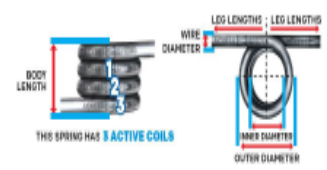
Stock Part Number	Inner Diameter		Outer Diameter		Leg Lengths*		Body Length		Rate In-Lbs Deg	Max. Defl. Deg	Max. Torque In-Lbs	Total Coils	Wire Diameter		Mandrel Size		Material Type	Wind Direc		
	In	mm	In	mm	In	mm	In	mm					In	mm	In	mm			In	mm
PT135-640-6500-SST-LH-1000-N-IN	0.370	9.398	0.640	16.256	1.000	25.400	1.110	28.194	0.729	82.331	42.000	31.000	3502.380	6.500	0.135	3.429	0.310	7.874	SST	LH
PT030-434-1350-MW-LH-0900-N-IN	0.374	9.500	0.434	11.024	0.900	22.860	0.071	1.803	0.012	1.299	53.733	0.616	69.596	1.350	0.030	0.762	0.321	8.153	MW	LH
PT026-427-5375-MW-RH-0630-N-IN	0.375	9.525	0.427	10.846	0.630	16.002	0.180	4.572	0.002	0.185	240.000	0.410	46.322	5.375	0.026	0.660	0.280	7.112	MW	RH
PT026-427-5500-MW-LH-0580-N-IN	0.375	9.525	0.427	10.846	0.580	14.732	0.190	4.826	0.002	0.181	254.000	0.410	46.322	5.500	0.026	0.660	0.280	7.112	MW	LH
PT053-481-10750-MW-RH-2000-N-IN	0.375	9.525	0.481	12.217	2.000	50.800	0.690	17.526	0.013	1.405	180.000	2.400	271.152	10.750	0.053	1.346	0.300	7.620	MW	RH
PT062-499-1375-MW-RH-1900-N-IN	0.375	9.525	0.499	12.675	1.900	48.260	0.160	4.064	0.190	21.437	24.000	4.600	519.708	1.375	0.062	1.575	0.300	7.620	MW	RH
PT070-515-6250-HD-LH-1800-N-IN	0.375	9.525	0.515	13.081	1.800	45.720	0.560	14.224	0.067	7.526	76.000	5.100	576.198	6.250	0.070	1.778	0.310	7.874	HD	LH
PT054-484-4250-SST-LH-2000-N-IN	0.376	9.550	0.484	12.294	2.000	50.800	0.310	7.874	0.036	4.106	74.000	2.700	305.046	4.250	0.054	1.372	0.300	7.620	SST	LH
PT054-484-4250-SST-RH-2000-N-IN	0.376	9.550	0.484	12.294	2.000	50.800	0.310	7.874	0.036	4.106	74.000	2.700	305.046	4.250	0.054	1.372	0.300	7.620	SST	RH
PT054-484-4250-MW-LH-2000-N-IN	0.376	9.550	0.484	12.294	2.000	50.800	0.310	7.874	0.039	4.394	80.000	3.100	350.238	4.250	0.054	1.372	0.300	7.620	MW	LH
PT054-484-4250-MW-RH-2000-N-IN	0.376	9.550	0.484	12.294	2.000	50.800	0.310	7.874	0.039	4.394	80.000	3.100	350.238	4.250	0.054	1.372	0.300	7.620	MW	RH
PT062-500-16620-MW-RH-1000-N-IN	0.376	9.550	0.500	12.700	1.000	25.400	1.092	27.748	0.016	1.774	287.953	4.510	509.540	16.620	0.062	1.575	0.344	8.738	MW	RH
PT035-450-5000-SST-RH-1300-N-IN	0.380	9.652	0.450	11.430	1.300	33.020	0.230	5.842	0.005	0.589	156.000	0.810	91.514	5.000	0.035	0.889	0.300	7.620	SST	RH
PT042-464-11625-MW-LH-2000-N-IN	0.380	9.652	0.464	11.786	2.000	50.800	0.580	14.732	0.005	0.565	318.000	1.600	180.768	11.625	0.042	1.067	0.300	7.620	MW	LH
PT042-464-11625-MW-RH-2000-N-IN	0.380	9.652	0.464	11.786	2.000	50.800	0.580	14.732	0.005	0.565	318.000	1.600	180.768	11.625	0.042	1.067	0.300	7.620	MW	RH
PT045-470-11625-MW-LH-2000-N-IN	0.380	9.652	0.470	11.938	2.000	50.800	0.620	15.748	0.007	0.738	298.000	1.900	214.662	11.625	0.045	1.143	0.300	7.620	MW	LH
PT045-470-11625-MW-RH-2000-N-IN	0.380	9.652	0.470	11.938	2.000	50.800	0.620	15.748	0.007	0.738	298.000	1.900	214.662	11.625	0.045	1.143	0.300	7.620	MW	RH
PT035-451-5000-SST-LH-1300-N-IN	0.381	9.677	0.451	11.455	1.300	33.020	0.230	5.842	0.006	0.627	146.000	0.810	91.514	5.000	0.035	0.889	0.300	7.620	SST	LH
PT035-451-5000-SST-RH-1300-N-IN	0.381	9.677	0.451	11.455	1.300	33.020	0.230	5.842	0.006	0.627	146.000	0.810	91.514	5.000	0.035	0.889	0.300	7.620	SST	RH
PT035-451-5000-MW-LH-1300-N-IN	0.381	9.677	0.451	11.455	1.300	33.020	0.230	5.842	0.006	0.671	157.000	0.930	105.071	5.000	0.035	0.889	0.300	7.620	MW	LH
PT035-451-5000-MW-RH-1300-N-IN	0.381	9.677	0.451	11.455	1.300	33.020	0.230	5.842	0.006	0.671	157.000	0.930	105.071	5.000	0.035	0.889	0.300	7.620	MW	RH
PT042-465-7875-MW-LH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.465	11.811	2.000	50.800	0.410	10.414	0.007	0.812	222.000	1.600	180.768	7.875	0.042	1.067	0.300	7.620	MW	LH
PT042-465-7875-MW-RH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.465	11.811	2.000	50.800	0.410	10.414	0.007	0.812	222.000	1.600	180.768	7.875	0.042	1.067	0.300	7.620	MW	RH
PT045-471-7875-MW-LH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.471	11.963	2.000	50.800	0.440	11.176	0.009	1.065	207.000	2.000	225.960	7.875	0.045	1.143	0.300	7.620	MW	LH
PT045-471-7875-MW-RH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.471	11.963	2.000	50.800	0.440	11.176	0.009	1.065	207.000	2.000	225.960	7.875	0.045	1.143	0.300	7.620	MW	RH
PT059-499-4250-SST-LH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.499	12.675	2.000	50.800	0.340	8.636	0.047	5.272	75.000	3.500	395.430	4.250	0.059	1.499	0.310	7.874	SST	LH
PT059-499-4250-SST-RH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.499	12.675	2.000	50.800	0.340	8.636	0.047	5.272	75.000	3.500	395.430	4.250	0.059	1.499	0.310	7.874	SST	RH
PT059-499-4250-MW-LH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.499	12.675	2.000	50.800	0.340	8.636	0.050	5.640	80.000	4.000	451.920	4.250	0.059	1.499	0.310	7.874	MW	LH
PT059-499-4250-MW-RH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.499	12.675	2.000	50.800	0.340	8.636	0.050	5.640	80.000	4.000	451.920	4.250	0.059	1.499	0.310	7.874	MW	RH
PT059-499-5250-SST-RH-2000-N-IN	0.381	9.677	0.499	12.675	2.000	50.800	0.410	10.414	0.038	4.268	93.000	3.500	395.430	5.250	0.059	1.499	0.310	7.874	SST	RH
PT040-463-10625-MW-LH-1300-N-IN	0.383	9.728	0.463	11.760	1.300	33.020	0.510	12.954	0.005	0.516	303.000	1.400	158.172	10.625	0.040	1.016	0.300	7.620	MW	LH
PT042-467-4125-MW-LH-2000-N-IN	0.383	9.728	0.467	11.862	2.000	50.800	0.240	6.096	0.013	1.460	123.000	1.600	180.768	4.125	0.042	1.067	0.300	7.620	MW	LH
PT042-467-4125-MW-RH-2000-N-IN	0.383	9.728	0.467	11.862	2.000	50.800	0.240	6.096	0.013	1.460	123.000	1.600	180.768	4.125	0.042	1.067	0.300	7.620	MW	RH
PT045-474-4125-MW-LH-2000-N-IN	0.384	9.754	0.474	12.040	2.000	50.800	0.250	6.350	0.017	1.912	115.000	1.900	214.662	4.125	0.045	1.143	0.300	7.620	MW	LH
PT045-474-4125-MW-RH-2000-N-IN	0.384	9.754	0.474	12.040	2.000	50.800	0.250	6.350	0.017	1.912	115.000	1.900	214.662	4.125	0.045	1.143	0.300	7.620	MW	RH

Use our online tool "Spring Finder" to find the spring you need www.thespringstore.com/spring-finder.html

15

*BOTH LEG LENGTHS HAVE THE SAME SIZE

MATERIAL TYPE:
 MW=Music Wire HD=Hard Drawn PB=Phosphor Bronze
 OT=Oil Tempered BC=Beryllium Copper CS=Chrome Silicon
 SST 302=Stainless Steel 302 SST 17-7=Stainless Steel 17-7
 SST 316=Stainless Steel 316



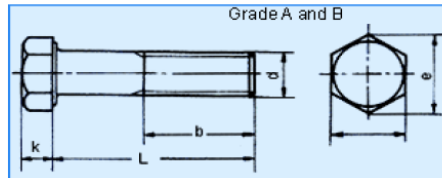
Nota. Fuente: C. D. COLTON, «THE SPRING STORE,» ACXESS SPRING, [En línea]. Available: <https://www.thespringstore.com/media/download-pdf-entire/Stock-Torsion-Spring-Catalog.pdf>. [Último acceso: 8 11 2020].

ANEXO 9

CATALOGO DE PERNOS

PERNO HEXAGONAL MEDIA ROSCA

DIN 931



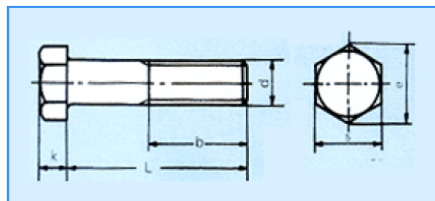
GRADO DE RESISTENCIA
8.8
10.9
12.9

mm

Rosca	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
Paso	0.7	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2	2.5	2.5	2.5	3	3	3.5
b	125	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60
	L ≥ 200	-	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66
	200	-	-	-	-	45	49	53	57	61	65	69	73	79
k	2.8	3.5	4	5.3	6.4	7.5	8.8	10	11.5	12.5	14	15	17	18.7
e	A	7.66	8.79	11.05	14.38	18.9	21.1	24.49	26.75	30.14	33.53	35.72	39.98	45.2
	B	-	8.63	10.89	14.20	18.72	20.88	23.91	26.17	29.56	32.95	35.03	39.55	45.2
S	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46
L	25-40	25-50	30-60	35-80	40-100	45-120	50-140	55-160	65-180	65-200	70-220	80-240	90-260	90-300

PERNO HEXAGONAL MEDIA ROSCA

DIN 601



GRADO DE RESISTENCIA
4.8

mm

Rosca	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36
Paso	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	3	3.5	4
b	L ≤ 125	16	18	22	26	30	38	46	54	60	78
	125 < L ≤ 200	22	24	28	32	36	44	52	60	66	84
	L > 200	35	37	41	45	49	57	65	73	79	97
k	3.5	4	5.3	6.4	7.5	10	12.5	15	17	18.7	22.5
e	8.63	10.89	14.2	18.72	20.88	26.17	32.95	39.55	45.2	50.85	60.79
S	8	10	13	17	19	24	30	36	41	46	55
L	25-50	30-60	35-80	40-100	45-100	55-100	65-200	80-240	90-300	90-300	300

Nota. Fuente: inf@gestiondecompras.com, «Gestión de compras,» Tornillera, [En línea]. Available: https://www.gestiondecompras.com/files/products/mechanical_components_hardware/pernos_tornilleria_tuercas_arandelas_varilla_roscada_din_933_934_7989_125_127_4034_975_555_iso.pdf. [Último acceso: 8 11 2020].

ANEXO 10

PROPIEDADES MECANICAS DEL ACERO A500 GRADO C

Descripción

METALTUB TUBERÍA ESTRUCTURAL NEGRA Y GALVANIZADA: Los perfiles tubulares son tubos de acero soldados de alta resistencia referenciados en el reglamento NSR-10 como Perfiles Tubulares Estructurales, (PTE). Son utilizados como miembros estructurales en edificios, cerchas, puentes y otro tipo de estructuras y en una gran variedad de productos manufacturados. Se produce en formas redondas, cuadradas, rectangulares y en una amplia gama de tamaños. Bajo la especificación estadounidense del Instituto Americano de la Construcción en Acero (AISC por sus siglas en inglés) son referenciados como miembros estructurales HSS.

La Tubería Estructural Galvanizada cuenta con recubrimiento 180g/m^2 - Z180 (G60) para espesores menores o iguales a 2,0mm y con recubrimiento 275g/m^2 - Z275 (G90) para espesores de 2,5mm y 3,0mm.

Normatividad

La tubería Estructural Metaltub de Acesco es fabricada bajo norma ASTM A500 Grado C, en espesores de 1,5mm a 10mm; bajo norma ASTM A 500 Grado A para espesores de 12mm y bajo norma NTC 4526.

Especificaciones Técnicas

ASTM A500		Resistencia a la Fluencia, min.		Resistencia a la Tracción, min.		Elongación, min.
		MPa	psi	MPa	psi	%
Redondo	Grado A	230	33000	310	45000	25
	Grado C	315	46000	425	62000	21
Cuadrado y Rectangular	Grado A	270	39000	310	45000	25
	Grado C	345	50000	425	62000	21

Tolerancias	
Longitud \leq 6,5m	-6mm, +13mm
Longitud $>$ 6,5m	-6mm, +19mm
Espesor de pared	\pm 10%

Nota. Fuente: Acesco, Mejores materiales, Ficha técnica metal tub, "Tubería estructural y cerramiento"; [En línea] https://neufert-cdn.archdaily.net/uploads/product_file/file/25352/Ficha_Te%CC%81cnica_-_Metaltub.pdf . [Acceso: noviembre 08,2020]

ANEXO 11

PROPIEDADES MECANICAS SAE 841



	% MIN.	% MAX.	USE
COBRE	89.0	91.0	Bronce para trabajos a bajas revoluciones y sometido a cargas de trabajo elevadas.
FIERRO	9.0	11.0	
POROSIDAD	14.0	16.0	

Esfuerzo de rotura	15,998 Psi
Resistencia a la compresión	15,084 Psi
Dureza HR	55
Densidad	6.8- 7.2Gr/Cc

Características:

Este material contiene poros interconectados impregnados de aceite. El bronce aceitado se separa del material con el que fricciona por la acción de una película de aceite mientras exista movimiento, en el momento en que se detiene el movimiento el aceite es reabsorbido por los mismos poros que existen en el bronce.

Nota.Fuente: A. L. Mateos, «INDUSTRIAL OKENDO,» Tonantzintla, San Andrés Cholula, 2012. [En línea]. Available: <https://okendo.mx/ok-sae841.pdf>. [Último acceso: 27 11 2020].

ANEXO 12

SPROCKETS CADENA 60

No. 60

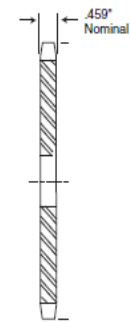
Paso 3/4"

Sprockets de Acero en Existencia

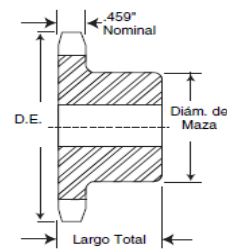
Sencillo - Tipo B

Sencillo - Tipo A

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)	Tipo	Número de Parte	Barreno Piloto	Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Barreno Máximo	Diámetro	Largo Total					
8	60B8	2.260	B	3/8	3/8	1 1/2*	1 1/2	.54				
9	60B9	2.510	B	3/8	3/8	1 1/2*	1 1/2	.64				
10	60B10	2.760	B	3/8	1 1/8	1 1/2*	1 1/2	.99	A	60A10	3/8	.44
11	60B11	3.000	B	3/8	1 1/8	2 1/2*	1 1/2	1.16	A	60A11	3/8	.54
12	60B12	3.250	B	3/8	1 1/8	2 1/2*	1 1/2	1.47	A	60A12	3/8	.68
13	60B13	3.490	B	3/8	1 1/8	2 1/2*	1 1/2	1.66	A	60A13	3/8	.80
14	60B14	3.740	B	3/8	1 1/8	2 1/2*	1 1/2	2.00	A	60A14	3/8	.94
15	60B15	3.980	B	3/8	1 1/8	2 1/2*	1 1/2	2.51	A	60A15	3/8	1.08
16	60B16	4.220	B	3/8	2	3 1/2*	1 1/2	2.81	A	60A16	3/8	1.24
17	60B17	4.460	B	3/8	2	3 1/2*	1 1/2	3.22	A	60A17	3/8	1.44
18	60B18	4.700	B	3/8	2	3 1/2*	1 1/2	3.72	A	60A18	3/8	1.62
19	60B19	4.950	B	3/8	2	3 1/2*	1 1/2	3.92	A	60A19	3/8	1.84
20	60B20	5.190	B	3/8	2	3 1/2*	1 1/2	4.63	A	60A20	3/8	2.12
21	60B21	5.430	B	3/8	2	4	1 1/2	5.00	A	60A21	3/8	2.28
22	60B22	5.670	B	3/8	2	4	1 1/2	5.25	A	60A22	3/8	2.48
23	60B23	5.910	B	3/8	2	4	1 1/2	5.48	A	60A23	3/8	2.68
24	60B24	6.150	B	3/8	2	4	1 1/2	5.78	A	60A24	3/8	3.00
25	60B25	6.390	B	3/8	2	4	1 1/2	6.13	A	60A25	3/8	3.34
26	60B26	6.630	B	3/8	2	4	1 1/2	6.38	A	60A26	3/8	3.54
27	60B27	6.870	B	3/8	2	4	1 1/2	6.72	A	60A27	3/8	3.96
28	60B28	7.110	B	3/8	2	4	1 1/2	6.88	A	60A28	3/8	4.14
29	60B29	7.350	B	3/8	2	4	1 1/2	7.28	A	60A29	3/8	4.40
30	60B30	7.590	B	3/8	2	4	1 1/2	7.58	A	60A30	3/8	4.78
31	60B31	7.830	B	3/8	2	4	1 1/2	7.72	A	60A31	3/8	5.24
28	60B28	7.110	B	3/8	2 1/2	4	1 1/2	6.88	A	60A28	3/8	4.14
29	60B29	7.350	B	3/8	2 1/2	4	1 1/2	7.28	A	60A29	3/8	4.40
30	60B30	7.590	B	3/8	2 1/2	4	1 1/2	7.58	A	60A30	3/8	4.78
31	60B31	7.830	B	3/8	2 1/2	4	1 1/2	7.72	A	60A31	3/8	5.24
32	60B32	8.070	B	3/8	2 1/2	4	1 1/2	8.26	A	60A32	3/8	5.52
33	60B33	8.300	B	1	2 1/2	4	1 1/2	8.42	A	60A33	3/8	5.86
34	60B34	8.540	B	1	2 1/2	4	1 1/2	8.80	A	60A34	3/8	6.16
35	60B35	8.780	B	1	2 1/2	4	1 1/2	9.04	A	60A35	3/8	6.78
36	60B36	9.020	B	1	2 1/2	4	1 1/2	9.60	A	60A36	3/8	6.82
37	60B37	9.260	B	1	2 1/2	4	1 1/2	10.24	A	60A37	3/8	7.52
38	60B38	9.500	B	1	2 1/2	4 1/2	1 1/2	10.84	A	60A38	3/8	7.84
39	60B39	9.740	B	1	2 1/2	4 1/2	1 1/2	11.36	A	60A39	3/8	8.28
40	60B40	9.980	B	1	2 1/2	4 1/2	1 1/2	11.50	A	60A40	3/8	8.56
41	60B41	10.220	B	1	2 1/2	4 1/2	1 1/2	12.14	A	60A41	3/8	9.10
42	60B42	10.460	B	1	2 1/2	4 1/2	1 1/2	12.74	A	60A42	3/8	9.84
43	60B43	10.700	B	1	2 1/2	4 1/2	1 1/2	13.00	A	60A43	3/8	9.74
44	60B44	10.940	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	13.88	A	60A44	3/8	10.76
45	60B45	11.180	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	13.98	A	60A45	3/8	11.08
46	60B46	11.420	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	14.60	A	60A46	3/8	11.50
47	60B47	11.650	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	15.00	A	60A47	3/8	12.32
48	60B48	11.890	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	15.82	A	60A48	3/8	12.42
49	60B49	12.130	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	15.90	A	60A49	3/8	12.92
50	60B50	12.370	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	17.66	A	60A50	3/8	13.98
51	60B51	12.610	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	16.98	A	60A51	3/8	14.58
52	60B52	12.850	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	17.93	A	60A52	3/8	14.60
53	60B53	13.090	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	17.99	A	60A53	3/8	15.84
54	60B54	13.330	B	3/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	21.60	A	60A54	3/8	15.92
55	60B55	13.570	B	1	2 1/2	4 1/2	1 1/2	21.14	A	60A55	1 1/8	16.96
56	60B56	13.810	B	1 1/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	21.88	A	60A56	1 1/8	17.60
57	60B57	14.040	B	1 1/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	22.26	A	60A57	1 1/8	17.62
58	60B58	14.280	B	1 1/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	22.80	A	60A58	1 1/8	19.00
59	60B59	14.520	B	1 1/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	23.86	A	60A59	1 1/8	19.20
60	60B60	14.760	B	1 1/8	2 1/2	4 1/2	1 1/2	25.22	A	60A60	1 1/8	20.02
64	60B64	15.720	B	1 1/2	2 1/2	4 1/2	1 1/2	27.40	A	60A64	1 1/2	23.00
65	60B65	15.960	B	1 1/2	2 1/2	4 1/2	1 1/2	28.92	A	60A65	1 1/2	23.24
66	60B66		B	1 1/2	2 1/2	4 1/2	1 1/2		A	60A66	1 1/2	24.42
68	60B68	16.670	B	1 1/2	2 1/2	4 1/2	1 1/2	30.38	A	60A68	1 1/2	25.54
70	60B70	17.150	B	1 1/2	2 1/2	4 1/2	1 1/2	31.98	A	60A70	1 1/2	27.20
72	60B72	17.630	B	1 1/2	2 1/2	4 1/2	2	34.18	A	60A72	1 1/2	28.90
76	60B76	18.580	B	1 1/2	2 1/2	4 1/2	2	38.06	A	60A76	1 1/2	32.34
80	60B80	19.540	B	1 1/2	2 1/2	4 1/2	2	41.88	A	60A80	1 1/2	45.50



TIPO A



TIPO B

**Para Conocer
Cargos por
Alteración
llame a *Martin***

* Tiene una ranura en la maza para que libere la cadena.

Los barrenos máximos indicados permiten que...

Nota.Fuente: MARTIN, «MARTIN SPRCKETS,» [En línea]. Available:

<http://www.elementosindustriales.com/web/pdf/martin/SECCION-E.pdf>.

[Último acceso: 01 12 2020].

ANEXO 13

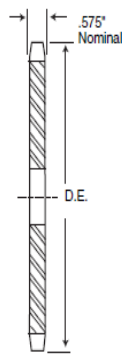
SPROCKETS CADENA 80



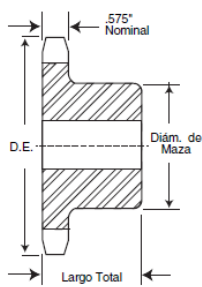
Sprockets de Acero en Existencia

No. 80

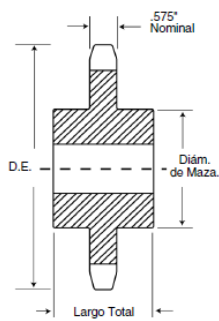
Paso 1"



TIPO A



TIPO B



TIPO C

Sencillo - Tipo B y C

Sencillo - Tipo A

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barrero (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)	Tipo	Número de Parte	Barrero Piloto	Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Máx.	Diámetro	Largo Total					
8	80B8	3,010	B	1	1	1 1/4*	1 1/4	1.4				
9	80B9	3,350	B	1	1 1/4	2 1/4*	1 1/4	1.6	A	80A9	3/8	.8
10	80B10	3,680	B	1	1 1/4	2 3/4*	1 1/4	2.2	A	80A10	3/8	1.0
11	80B11	4,010	B	1	1 1/4	2 3/4*	1 1/4	3.2	A	80A11	3/8	1.3
12	80B12	4,330	B	1	1 1/2	3 1/4*	1 1/4	3.4	A	80A12	3/8	1.5
13	80B13	4,660	B	1	1 1/2	3	1 1/4	3.5	A	80A13	3/8	1.8
14	80B14	4,980	B	1	1 1/2	3 1/4	1 1/4	4.1	A	80A14	3/8	2.2
15	80B15	5,300	B	1	1 1/2	3 3/4	1 1/4	5.3	A	80A15	3/8	2.5
16	80B16	5,630	B	1	2	4	1 1/4	5.9	A	80A16	3/8	2.9
17	80B17	5,950	B	1	2	4	1 1/4	6.6	A	80A17	3/8	3.3
18	80B18	6,270	B	1	2	4 1/4	1 1/4	7.3	A	80A18	3/8	3.7
19	80B19	6,590	B	1	2	4 1/4	1 1/4	7.8	A	80A19	3/8	4.1
20	80B20	6,910	B	1	2 1/4	4 1/4	1 1/4	8.4	A	80A20	3/8	4.7
21	80B21	7,240	B	1	2 1/4	4 1/4	1 1/4	9.4	A	80A21	3/8	4.9
22	80B22	7,560	B	1	2 1/4	4 1/4	1 1/4	10.0	A	80A22	3/8	5.5
23	80B23	7,880	B	1	2 1/4	4 1/4	1 1/4	10.7	A	80A23	3/8	6.3
24	80B24	8,200	B	1	2 1/2	4 1/4	1 1/4	11.3	A	80A24	3/8	6.7
25	80B25	8,520	B	1	2 1/2	4 1/4	1 1/4	11.9	A	80A25	3/8	7.2
26	80B26	8,840	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	14.3	A	80A26	1 1/8	7.8
27	80B27	9,160	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	15.4	A	80A27	1 1/8	8.6
28	80B28	9,480	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	16.0	A	80A28	1 1/8	9.3
29	80B29	9,800	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	17.1	A	80A29	1 1/8	9.8
30	80B30	10,110	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	17.4	A	80A30	1 1/8	10.7
31	80B31	10,430	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	18.7	A	80A31	1 1/8	11.3
32	80B32	10,750	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	19.5	A	80A32	1 1/8	12.1
33	80B33	11,070	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	19.6	A	80A33	1 1/8	13.6
34	80B34	11,390	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	21.3	A	80A34	1 1/8	14.3
35	80B35	11,710	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	22.1	A	80A35	1 1/8	14.8
36	80B36	12,030	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	23.1	A	80A36	1 1/8	16.1
37	80B37	12,350	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	23.8	A	80A37	1 1/8	16.8
38	80B38	12,670	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	24.7	A	80A38	1 1/8	17.2
39	80B39	12,990	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	25.6	A	80A39	1 1/8	17.9
40	80B40	13,310	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	26.7	A	80A40	1 1/8	18.9
41	80B41	13,630	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	27.8	A	80A41	1 1/8	21.0
42	80B42	13,940	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	28.7	A	80A42	1 1/8	21.8
43	80B43	14,260	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	29.4	A	80A43	1 1/8	23.6
44	80B44	14,580	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	29.9	A	80A44	1 1/8	24.3
45	80B45	14,900	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	31.4	A	80A45	1 1/8	25.2
46	80B46	15,220	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	33.1	A	80A46	1 1/8	26.6
47	80B47	15,540	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	34.0	A	80A47	1 1/8	26.4
48	80B48	15,860	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	35.5	A	80A48	1 1/8	27.8
49	80B49	16,180	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	35.8	A	80A49	1 1/8	28.9
50	80B50	16,500	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	37.3	A	80A50	1 1/8	30.9
51	80B51	16,810	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	38.6	A	80A51	1 1/8	32.2
52	80B52	17,130	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	39.4	A	80A52	1 1/8	33.0
53	80B53	17,450	B	1 1/4	3 1/4	4 1/4	2	41.3	A	80A53	1 1/8	34.9
54	80B54	17,770	B	1 1/4	3 1/4	5 1/4	2	44.7	A	80A54	1 1/8	36.6
55	80B55	18,090	B	1 1/4	3 1/4	5 1/4	2	45.6	A	80A55	1 1/8	37.5
56	80B56	18,410	B	1 1/4	3 1/4	5 1/4	2	47.5	A	80A56	1 1/8	39.4
57	80B57	18,730	B	1 1/4	3 1/4	5 1/4	2	48.5	A	80A57	1 1/8	40.4
58	80B58	19,040	B	1 1/4	3 1/4	5 1/4	2	50.5	A	80A58	1 1/8	41.3
59	80B59	19,360	B	1 1/4	3 1/4	5 1/4	2	52.1	A	80A59	1 1/8	42.9
60	80B60	19,680	B	1 1/4	3 1/4	5 1/4	2	54.5	A	80A60	1 1/8	45.3
65	80B65	21,270	B	1 1/4	3 1/4	5 1/4	2	61.8	A	80A65	1 1/8	52.2
70	80C70	22,870	C	1 1/4	4 1/4	6 1/4	3 1/4	75.7	A	80A70	1 1/8	59.8
72	80C72	23,500	C	1 1/4	4 1/4	6 1/4	3 1/4	81.4	A	80A72	1 1/8	65.7
76	80C76	24,780	C	1 1/4	4 1/4	6 1/4	3 1/4	87.8	A	80A76	1 1/8	70.2
80	80C80	26,050	C	1 1/4	4 1/4	6 1/4	3 1/4	89.9	A	80A80	1 1/8	79.6
84	80C84	27,330	C	1 1/4	4 1/4	6 1/4	3 1/4	99.2	A	80A84	1 1/8	86.1
90	80C90	29,240	C	1 1/4	4 1/4	6 1/4	3 1/4	106	A	80A90	1 1/8	101
96	80C96	31,150	C	1 1/4	4 1/4	6 1/4	3 1/4	117	A	80A96	1 1/8	120
112	80C112	36,240	C	1 1/4	4 1/4	6 1/4	3 1/4	154	A	80A112	1 1/8	165

* Tiene una ranura en la maza para que libere la cadena.

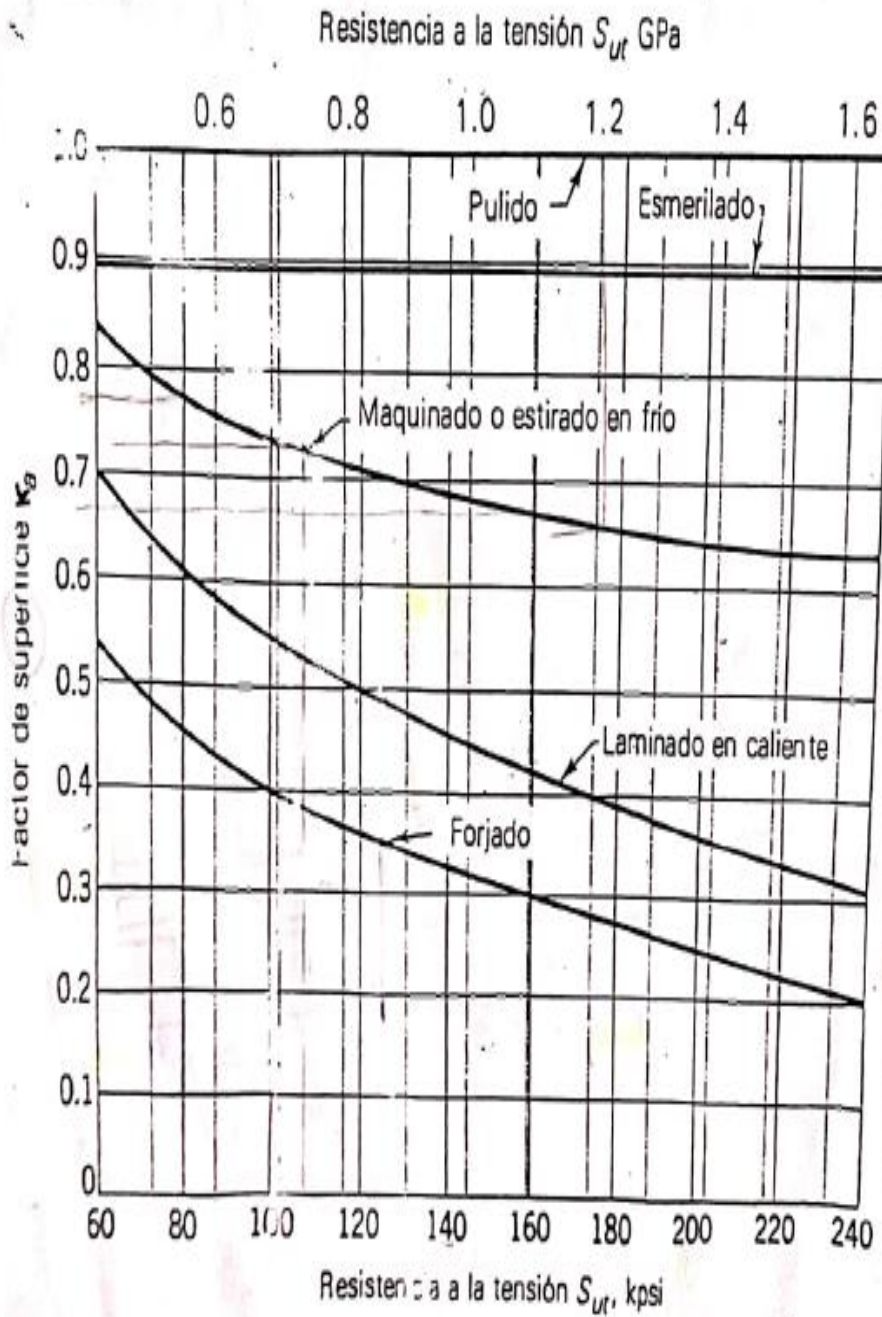
Nota.Fuente: MARTIN, «MARTIN SPRCKETS,» [En línea].

Available:

<http://www.elementosindustriales.com/web/pdf/martin/SECCION-E.pdf>. [Último acceso: 01 12 2020].

ANEXO 14

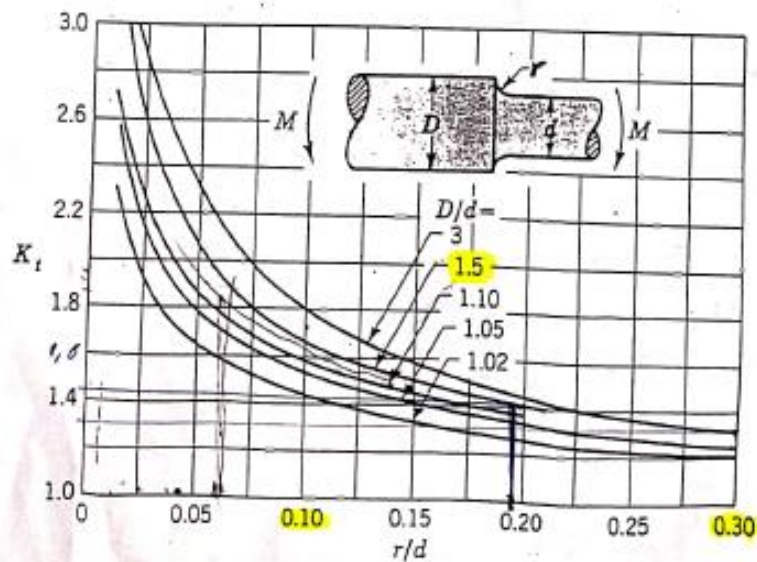
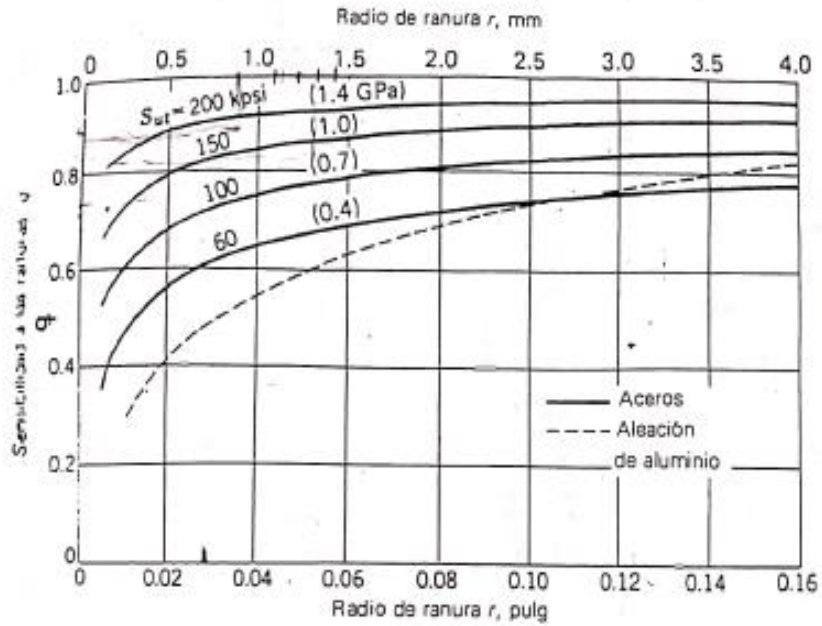
FACTOR DE DISEÑO K_a



Nota. Fuente: R. L. Norton, «Diseño de maquinas,» de ESTIMACIÓN DEL CRITERIO DE FALLA POR FATIGA, Mexico, PEARSON, 2011, pp. 258-268.

ANEXO 15

FACTOR DE DISEÑO K_e



Nota. Fuente: R. L. Norton, «Diseño de máquinas,» de ESTIMACIÓN DEL CRITERIO DE FALLA POR FATIGA, mexico, PEARSON, 2011, pp. 258-268.

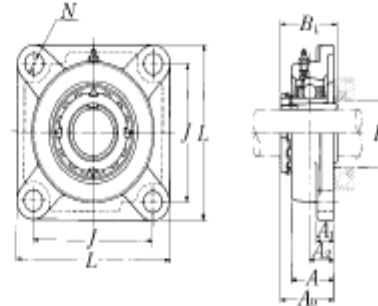
ANEXO 16

CATALOGO DE LAS CHUMACERA

UKFX

NTN

Chumacera Tipo brida cuadrada, alojamiento de acero fundido
Con manguito de fijación



Diámetro del eje mm pulg.	Número 1) 2) 3) de la chumacera	Dimensiones nominales										Tamaño del perno mm pulg.	Número 2) 3) del rodamiento
		L	J	As	mm		pulg.		A0	B1	F min.		
					A1	A	N	A0					
20 ¾	UKFX05D1;H2305X UKFX05D1;HE2305	108 4¼	83 3¼	18 ¾	13 ½	30 1¼	12 ½	39 1½	35 1¼	30 1¼	M10 ⅜	UKX05D1;H2305X UKX05D1;HE2305	
25 ⅞ 1	UKFX06D1;H2306X UKFX06D1;HS2306 UKFX06D1;HE2306X	117 4½	92 3⅝	19 ¾	14 ⅞	34 1½	16 ⅝	41.5 1¼	38 1¼	36 1½	M14 ½	UKX06D1;H2306X UKX06D1;HS2306 UKX06D1;HE2306X	
30 1½	UKFX07D1;H2307X UKFX07D1;HS2307	130 5⅛	102 4¼	21 ⅝	14 ⅞	38 1½	16 ⅝	45.5 1¾	43 1¾	40 1½	M14 ½	UKX07D1;H2307X UKX07D1;HS2307	
35 1¼ 1⅝	UKFX08D1;H2308X UKFX08D1;HE2308X UKFX08D1;HS2308X	137 5½	105 4¾	22 ⅝	14 ⅞	40 1½	19 ¾	47.5 1⅞	46 1⅞	46 1⅝	M16 ⅝	UKX08D1;H2308X UKX08D1;HE2308X UKX08D1;HS2308X	
40 1⅞ 1½ 1⅝	UKFX09D1;H2309X UKFX09D1;HA2309 UKFX09D1;HE2309X UKFX09D1;HS2309X	143 5⅝	111 4⅝	23 ⅞	14 ⅞	40 1½	19 ¾	50 1¾	50 1¾	52 2¼	M16 ⅝	UKX09D1;H2309X UKX09D1;HA2309 UKX09D1;HE2309X UKX09D1;HS2309X	
45 1⅝ 1½ 1⅝	UKFX10D1;H2310X UKFX10D1;HS2310 UKFX10D1;HA2310 UKFX10D1;HE2310X	162 6⅝	130 5⅝	26 1½	20 ⅞	44 1¾	19 ¾	55.5 2¼	55 2¼	57 2¼	M16 ⅝	UKX10D1;H2310X UKX10D1;HS2310 UKX10D1;HA2310 UKX10D1;HE2310X	

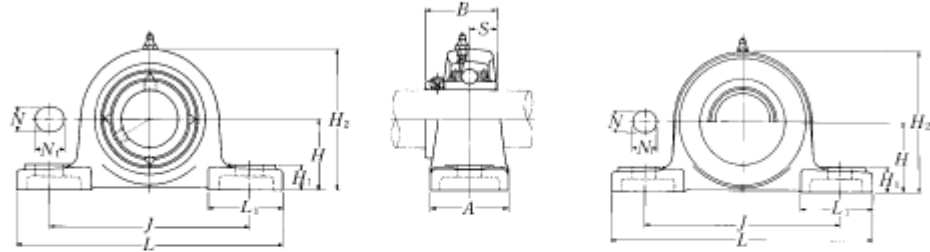
Nota. Fuente: Catálogo de chumaceras, NTN CORPORATION; [En línea].

<https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf>

[Acceso:

Diciembre 01,2020]

**Chumacera tipo puente, alojamiento de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)**



Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: **S-UCP---D1**
Extremo cerrado: **SM-UCP---D1**

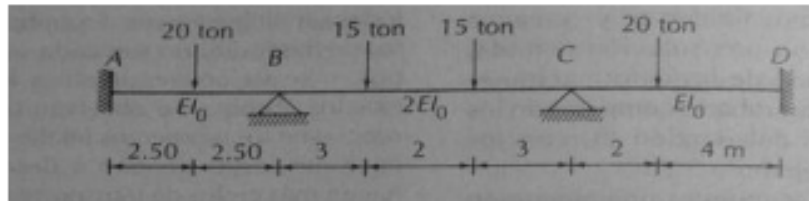
Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
12 ½	UCP201D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC201D1
	UCP201-008D1	1 ⅜	5	3 ¾	1 ½	½	⅝	⅞	2 ⅞	1 ⅝	1.2205	0.500	⅜	UC201-008D1
15 ⅜ ⅝	UCP202D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC202D1
	UCP202-009D1	1 ⅜	5	3 ¾	1 ½	½	⅝	⅞	2 ⅞	1 ⅝	1.2205	0.500	⅜	UC202-009D1
	UCP202-010D1													UC202-010D1
25 1 ⅜ ⅞ 1 ⅝ 1	UCP205D1	36.5	140	105	38	13	16	15	71	42	34.1	14.3	M10	UC205D1
	UCP205-013D1													UC205-013D1
	UCP205-014D1	1 ⅞	5 ½	4 ⅞	1 ½	½	⅝	1 ⅞	2 ⅝	1 ⅝	1.3425	0.563	⅜	UC205-014D1
	UCP205-015D1													UC205-015D1
30 1 ¼ 1 ⅝ 1 ¾	UCP206D1	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC206D1
	UCP206-101D1													UC206-101D1
	UCP206-102D1	1 ⅞	6 ½	4 ¾	1 ⅞	2 ⅞	2 ⅝	2 ⅞	3 ⅞	2 ⅞	1.5000	0.626	½	UC206-102D1
	UCP206-103D1													UC206-103D1
35 1 ¼ 1 ⅝ 1 ¾	UCP207D1	47.6	167	127	48	17	20	18	93	54	42.9	17.5	M14	UC207D1
	UCP207-104D1													UC207-104D1
	UCP207-105D1	1 ⅞	6 ⅞	5	1 ⅞	2 ⅞	2 ⅝	2 ⅞	3 ⅞	2 ⅞	1.6890	0.689	½	UC207-105D1
	UCP207-106D1													UC207-106D1
40 1 ½ 1 ⅝	UCP208D1	49.2	184	137	54	17	20	18	98	52	49.2	19	M14	UC208D1
	UCP208-108D1	1 ⅝	7 ¼	5 ⅜	2 ⅞	2 ⅞	2 ⅝	2 ⅞	3 ⅞	2 ⅞	1.9370	0.748	½	UC208-108D1
	UCP208-109D1													UC208-109D1

Nota.Fuente: Catálogo de chumaceras,NTN CORPORATION; [En línea].
<https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf> [Acceso:
Diciembre 01,2020]

ANEXO 17

METODO DE CROSS

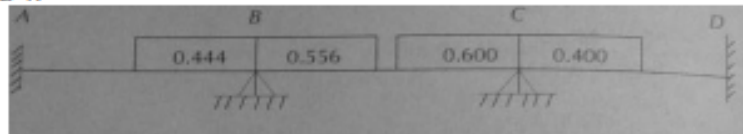
Análisis Estructural I – Método de Cross



Tramo AB	Tramo BC	Tramo CD
$M = PL/8$	$M = P_1ab^2/L^2 + P_2a^2b/L^2$	$M = Pab^2/L^2$
$L = 5$	$P_1 = 15$	$P = 20$
	$P_2 = 15$	$a = 2$
$P = 20$	$a = 3$	$b = 4$
$L_1 = 2.5$	$b = 5$	$L = 6$
$M_{AB} = -12.5$	$L = 8$	$M_{CD} = -17.78$
$M_{BA} = 12.5$	$M_{BC} = -28.1$	$M_{DC} = 8.8889$
	$M_{CB} = 28.13$	

4. Se hace distribución de momentos

Para dar inicio colocamos los factores de distribución ya calculados. Tal y como se muestra en fila 1.



FD	0.444	0.556	0.6	0.4	8.89
Mbm. Cal.	-12.5	12.5	-28.125	-17.78	8.89
I Distribución		6.9375	8.6875	4.34	
Transporte I	3.469			-8.81458	
II Distribución			-4.4073	-5.876	
Transporte II		1.96	2.45045		-2.9
III Distribución				1.225227	
Transporte III	0.978			-0.73514	
IV Distribución				-0.4901	
Transporte IV					-2.9
Momentos Finales	-8.1	21.39	-21.39	24.14	-24.14

En la fila 2 ubicamos los momentos calculados, en los cuales se idealizó empotramiento perfecto con sus signos correspondientes. (Se considero antihorario positivo).

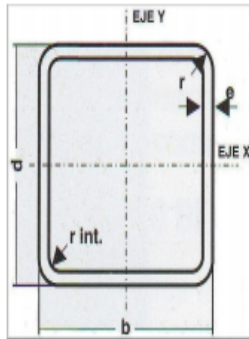
En la fila 3 se realiza la primera distribución. Misma que se inicia de forma aleatoria. En este ejemplo observe el nodo B. Puede notarse que los momentos están desequilibrados pues son diferentes (12.5,-28.125), por tanto al hacer la suma de estos dos momentos dará un momento antihorario o negativo de -15.625 ton.m . Al momento de quitar este empotre habría un momento de -15.625 que

Nota.Fuente:

https://www.varsitytutors.com/hotmath/hotmath_help/spanish/topics/cross-sections.
[Último acceso: 10 08 2020].

ANEXO 18

PERFIL ESTRUCTURAL 25x25



$$r = 2e.$$

$$r \text{ int.} = e$$

PERFILES TUBULARES CUADRADOS

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACION							PROPIEDADES ESTÁTICAS						UND.
TAMAÑO NOMINAL		REAL		Espesor pared e mm.	PESO P Kg/m.	AREA A cm ²	FLEXION			Módulo Elástico Z _x =Z _y cm ³	TORSION		Empaque
Pulg.	mm.	d mm	b mm				Momento Inercia I _x =I _y cm ⁴	Módulo Sección S _x =S _y cm ³	Radio de Giro r _x =r _y cm.		Momento Inercia J cm ⁴	Módulo Elástico B cm ³	
7/8x7/8	22x22	22,10	22,10	1,194	0,72	0,91	0,69	0,62	0,87	0,74	113	0,94	100
7/8x7/8	22x22	22,10	22,10	1,499	0,90	1,14	0,81	0,73	0,84	0,89	1032	1,07	
1x1	25x25	26,70	26,70	1,778	0,88	1,12	1,26	0,94	1,06	1,12	2,04	1,42	100
1x1	25x25	26,70	26,70	1,194	1,31	1,67	1,71	1,28	1,01	1,55	2,83	1,89	
1x1	25x25	26,70	26,70	2,032	1,50	1,91	1,87	1,40	0,99	1,72	3,22	2,15	
1x1	25x25	26,70	26,70	2,286	1,66	2,11	2,01	1,51	0,98	1,88	3,45	2,23	
1½x1x½	40x40	38,10	38,10	1,194	1,33	1,70	3,87	2,03	1,51	2,37	6,12	3,06	64
1½x1x½	40x40	38,10	38,10	1,499	1,68	2,13	4,70	2,47	1,48	2,90	7,54	3,68	
1½x1x½	40x40	38,10	38,10	2,032	2,25	2,86	6,01	3,15	1,45	3,77	9,91	4,70	
1½x1x½	40x40	38,10	38,10	2,489	2,72	3,47	6,98	3,66	1,42	4,45	11,80	5,47	
2x2	50x50	51,60	51,60	1,499	2,29	2,92	12,20	4,73	2,05	5,50	19,33	7,07	30
2x2	50x50	51,60	51,60	2,032	3,10	3,95	15,84	6,14	2,00	7,22	25,63	9,18	
2x2	50x50	51,60	51,60	2,286	3,44	4,38	17,45	6,76	2,00	8,00	28,27	10,22	
2x2	50x50	51,60	51,60	2,489	3,74	4,77	18,68	7,24	1,98	8,61	30,80	10,84	
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	1,778	3,78	4,82	38,17	10,77	2,82	12,46	59,70	16,18	25
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	2,032	4,32	5,50	42,98	12,12	2,79	14,09	68,31	18,15	
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	2,489	5,26	6,70	51,25	14,46	2,77	16,92	82,60	21,66	

Nota. Fuente: Línea estructural. "PERFILES CERRADOS (ASTM A 500 GRADO C)

NTC 4526 Grado C". [En línea].

https://coval.com.co/pdfs/manuales/man_colmena_linea_estructural.pdf. [Acceso:

diciembre 1, 2020].

ANEXO 19

MANUAL DE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Revisar el pdf llamado ANEXO 19.