

Área de Conocimiento de Ingeniería y Afines

Diseño y cálculo de una trituradora de mandíbulas de Excéntrica

Trabajo Monográfico para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Elaborado por:

Br. Karla Isabel Artica
Tórrez
Carnet: 2018-0409U

Br. Iris Adriana
Altamirano Pérez
Carnet: 2018-0624U

Br. Eidan Enrique
Rodríguez Ulloa
Carnet: 2019-0471U

Tutor:

Msc. Juan Oswaldo
Blandino Rayo

Dedicatoria

Dedico este proyecto primeramente a Dios, quien me ha brindado la fortaleza y ha sido mi guía constante a lo largo de este proceso, inspirándome a alcanzar mis metas.

A mis padres, Carlos Artica y Alicia Tórrez, como agradecimiento por su apoyo incondicional en la vida y durante toda mi carrera universitaria. Su constante aliento y apoyo me ha impulsado a superar desafíos y a perseguir mis objetivos propuestos. Además, agradezco los valores que me han inculcado y que me han ayudado durante mi formación, tanto académica como individual.

A mis profesores, quienes han compartido su conocimiento y sabiduría con nosotros a lo largo de este viaje académico. Su orientación y apoyo han sido pilares fundamentales en nuestro desarrollo académico y personal, y han sido esenciales para la culminación exitosa de este proyecto monográfico.

Br. Karla Isabel Artica Torrez

Dedicatoria

Dedico primeramente a Dios por brindarme la salud, paciencia y la fuerza de hoy en día para poder culminar y alcanzar una de mis aspiraciones.

A mi madre María Pérez por darme la vida y ser mi pilar fundamental, así mismo, por formarme con buenos sentimientos, hábitos y valores, ya que gracias a eso he logrado ser la mujer que soy hoy en día. Agradeciendo su constante trabajo, esfuerzo y apoyo que me han impulsado a llegar hasta aquí y poder lograr una de mis grandes metas.

A los docentes, que a lo largo de mis estudios aportaron sus valioso conocimiento, tiempo y dedicación para poder formarme como profesional, ya que sabemos que no ha sido sencillo este proceso, pero gracias a las ganas de transmitir sus enseñanzas y sabiduría, nos hacen crecer profesionalmente, así como en nuestra vida diaria para poder lograr nuestras aspiraciones deseadas.

A mis queridos compañeros de trabajo monográfico, ya que a lo largo de este proceso hemos compartido no solo trabajo, sino también risas, desafíos y aprendizaje, esta dedicatoria es un tributo a nuestra colaboración y dedicación ya que esto no habría sido lo mismo sin cada uno de ustedes, ¡Gracias por ser un grupo excepcional!

Br. Iris Adriana Altamirano Pérez

Dedicatoria

Dedico este trabajo monográfico a Dios por brindarme la sabiduría, la paciencia en todo este proceso, por darme la fortaleza e inspiración en cada paso, en cada meta a alcanzar.

A mis Padres Maryuri Ulloa y Ronald Enrique Rodríguez por su apoyo en todo momento, por su amor, por estar para mí siempre durante todo el transcurso de mi carrera universitaria alentándome a perseguir mis objetivos.

A cada uno de mis docentes por compartir su conocimiento en el trayecto de este viaje. Todas sus enseñanzas y consejos han sido fundamentales para la culminación exitosa de este trabajo monográfico.

Br. Eidan Enrique Rodríguez Ulloa

Agradecimientos

A Dios.

Agradecemos primeramente a Dios por habernos permitido llegar hasta este punto y habernos dado la salud, voluntad y fortaleza, además de la sabiduría para lograr una meta más en nuestras vidas, así como la culminación de nuestro trabajo monográfico.

A nuestros padres.

Por habernos apoyado incondicionalmente en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que nos ha permitido ser personas de bien, pero más que nada por su esfuerzo y amor que nos han brindado en el transcurso de todo este tiempo.

A nuestro tutor.

Al ingeniero Juan Oswaldo Blandino Rayo por brindarnos su apreciable tiempo y cooperación, además de ello por guiarnos en este transcurso del tiempo y así poder llevar a cabo nuestro trabajo monográfico.

A nuestra alma mater.

Agradecemos a la Universidad Nacional de Ingeniería, alma mater de Ingeniería por formarnos para un futuro como Ingenieros mecánicos brindándonos una educación de calidad.

De igual manera agradecemos a los docentes que hemos tenido en el transcurso de todo este tiempo, ya que nos han dado su paciencia, dedicación y conocimiento para nuestra formación y así llegar a nuestras metas y convertirnos en profesionales, muchas gracias.

Resumen

El presente proyecto se enfoca en el sector de minería artesanal en Nicaragua, el cual implica la extracción del oro del cuarzo mediante la fragmentación del material, utilizando métodos manuales o pequeña maquinaria. Sin embargo, el proceso manual presenta muchos riesgos para los trabajadores y es demandante físicamente.

El propósito de este proyecto es presentar el diseño mecánico de una trituradora de mandíbulas excéntrica para la comunidad de Los Colorados, Estelí; como una propuesta para facilitar la etapa de reducción del material.

Para alcanzar el objetivo principal, el trabajo monográfico se distribuye en 5 capítulos:

En el capítulo I se detalla la metodología empleada para calcular cada componente la trituradora, se obtienen los valores de esfuerzos máximos y, en base a ellos, se seleccionaron los materiales adecuados para soportar las condiciones de carga a los que estará sometido.

En el capítulo II se presenta un resumen de los materiales seleccionados para cada elemento de la trituradora de mandíbulas de excéntrica junto con sus propiedades, características y composición química.

En el capítulo III se elaboraron planos de fabricación de piezas donde se reflejan sus dimensiones basado en los datos previamente calculados, estos planos se encuentran en el apartado de anexos II al final del documento

En el capítulo IV, se realizó un presupuesto estimado que abarca los costos de materiales y mano de obra requerida para la fabricación de la trituradora de mandíbulas de excéntrica.

En el capítulo V se realizó una simulación en SolidWorks mediante el análisis de elementos finitos. Este análisis permitió verificar la resistencia de la trituradora de mandíbulas de excéntrica sometándose a las cargas y condiciones específicas de diseño asegurando su óptimo funcionamiento.

Al final de este documento se encuentran los anexos. Este apartado contiene las tablas y gráficas utilizados para la metodología de cálculo y en el apartado de anexos II, los planos de fabricación de piezas necesarias para este proyecto.

Índice

<i>I.</i>	<i>Introducción</i>	1
<i>II.</i>	<i>Antecedentes</i>	3
<i>III.</i>	<i>Justificación</i>	4
<i>IV.</i>	<i>Objetivos</i>	5
IV.1.	General	5
IV.2.	Específicos.....	5
<i>V.</i>	<i>Marco Teórico</i>	6
5.1.	Minerales auríferos	6
5.1.1.	Yacimientos de oro	6
5.1.2.	Vetas de cuarzo Nicaragua.....	7
5.2.	Minería artesanal en Nicaragua.....	9
5.2.1.	Métodos de procesamiento.....	9
5.3.	Proceso de trituración.....	13
5.3.1.	Etapas	13
5.3.2.	Máquinas de trituración y clasificación.....	15
5.4.1.	Funcionamiento.....	16
5.4.2.	Elementos fundamentales.....	16
5.4.3.	Características tecnológicas	20
5.4.4.	Elementos de transmisión.....	26
5.4.5.	Soldadura.....	31

VI.	<i>Hipótesis y Variables</i>	34
6.1.	Hipótesis	34
6.2.	Variables.....	34
6.2.1.	Independiente	34
6.2.2.	Dependientes	35
VII.	<i>Diseño metodológico</i>	36
7.1.	Alcance	36
7.2.	Tipo de investigación	36
7.3.	Universo.....	36
7.4.	Población	37
7.5.	Muestra:.....	37
7.6.	Diseño de la investigación	37
7.7.	Tipo de enfoque.....	37
7.8.	Técnica de recopilación de datos.	38
7.9.	Técnica para el procesamiento de información	38
VIII.	<i>Capítulo I: Diseño y cálculo de los componentes de la trituradora de mandíbulas de excéntrica</i>	39
8.2.	Parámetros para el diseño de la trituradora	40
8.2.1.	Relación de reducción.....	40
8.2.2.	Ancho de la boca de la trituradora	40
8.2.3.	Largo de la boca de la trituradora	40
8.2.4.	Ángulo de las mandíbulas.....	40

8.2.5. Longitud mínima de carrera	41
8.2.6. Altura de las mandíbulas.....	41
8.2.7. Recorrido.....	41
8.2.8. Velocidad de operación.....	41
8.2.9. Excentricidad del eje	42
8.2.10. Potencia requerida	42
8.3. Cálculo de transmisión por bandas	43
8.3.1. Relación de transmisión.....	43
8.3.2. Factor de servicio	43
8.3.3. Potencia de diseño.....	43
8.3.4. Elección del tipo de banda	44
8.3.5. Velocidad de banda	44
8.3.6. Seleccionar diámetros de las poleas	45
8.3.7. Calcular velocidad de salida	46
8.3.8. Distancia entre centros	46
8.3.9. Longitud de banda	46
8.3.10. Calcular distancia entre centros	47
8.3.11. Ángulo de contacto.....	47
8.3.12. Cálculo de potencia por banda.....	47
8.3.13. Cantidad de bandas	48
8.3.14. Resumen de diseño	49

8.3.15. Dimensiones de la polea	49
8.4. Cálculo de la fuerza de trituración	52
8.5. Cálculo del eje excéntrico	56
8.5.1. Cálculo de las fuerzas que actúan sobre el eje	56
8.5.2. Diagrama de fuerzas	58
8.5.3. Reacciones en los apoyos	61
8.5.4. Resistencia a la fatiga estimada	61
8.5.5. Selección de rodamientos	66
8.5.6. Tuerca y arandela de fijación	75
8.5.7. Selección de chaveteros	76
8.5.8. Comprobación por resistencia y rigidez	77
8.5.9. Velocidad Crítica	93
8.6. Carga radial máxima que soporta el eje del motor	95
8.7. Cálculo de las mandíbulas.....	96
8.7.1. <i>Esfuerzo de flexión</i>	96
8.7.2. Dientes de las mandíbulas	98
8.8. Cálculo del portamandíbulas	102
8.8.1. Esfuerzo de flexión.....	103
8.8.2. Pernos de sujeción de las mandíbulas	104
8.8.3. Cálculo del buje del portamandíbulas	105
8.8.4. Soldadura de placas del porta mandíbulas.....	110

8.9.	Cálculo de la biela	114
8.10.	Cálculo de las calzas de soporte para la biela	119
8.10.1.	Esfuerzo circunferencial	120
8.10.2.	Cálculo de las calzas al aplastamiento	121
8.10.3.	Diámetro de los pernos en el sistema de regulación de la biela	121
8.10.4.	Soldadura de las calzas	123
8.11.	Sistema de amortiguación.....	123
8.11.1.	Cálculo de la varilla de tensión.....	123
8.11.2.	Cálculo del resorte de amortiguación	126
8.12.	Conjunto Bastidor.....	135
8.12.1.	Cantidad de soldadura	138
9.	<i>Capítulo II: Materiales seleccionados para las piezas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica.....</i>	<i>141</i>
10.	<i>Capítulo III. Planos de fabricación de piezas</i>	<i>144</i>
XI.	<i>Capítulo IV: Costos de fabricación de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica</i>	<i>145</i>
XII.	<i>Capítulo V: Simulación en SolidWorks por elementos finitos.....</i>	<i>151</i>
12.1.	Análisis de elementos finitos	151
12.2.	Tipos de estudio.....	152
12.2.1.	Estudio estático:	152
12.3.	Simulación mediante elementos finitos de la trituradora de mandíbulas de excéntrica	152

XIII.	<i>Conclusiones</i>	155
XIV.	<i>Recomendaciones</i>	157
XV.	<i>Anexos I</i>	160
XVI.	<i>Anexos II</i>	227
XVII.	<i>Bibliografía</i>	249

Índice de Figuras

<i>Figura 1. Componentes principales de una trituradora de mandíbulas de excéntrica.</i>	<i>16</i>
<i>Figura 2. Esquema para determinar el ángulo de sujeción en la trituradora de mandíbulas.</i>	<i>22</i>
<i>Figura 3. Arreglo básico de los elementos de una transmisión por bandas.</i>	<i>27</i>
<i>Figura 4. Algunos tipos de soldadura, con su preparación de orillas.</i>	<i>32</i>
<i>Figura 5. Chavetas paralelas DIN 6885 para polea conductora.</i>	<i>50</i>
<i>Figura 6. Buje de la polea conducida.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 7. Esquema de distribución de fuerzas en las piezas de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica.</i>	<i>54</i>
<i>Figura 8. Elementos que componen el eje excéntrico.</i>	<i>57</i>
<i>Figura 9. Diagrama de fuerzas en la polea en "V".</i>	<i>58</i>
<i>Figura 10. Diagrama de fuerzas del eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas, en los planos XYZ.</i>	<i>59</i>
<i>Figura 11. Diagrama de fuerza del eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas para los ejes XZ y XY.</i>	<i>60</i>
<i>Figura 12. Dimensiones de los escalones del eje excéntrico.</i>	<i>63</i>
<i>Figura 13. Diámetros y longitudes seleccionadas para el eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas.</i>	<i>66</i>
<i>Figura 14. Chavetas paralelas DIN 6865.</i>	<i>76</i>
<i>Figura 15. Secciones críticas del eje excéntrico, cambios de sección B-C y C-D.</i>	<i>78</i>
<i>Figura 16. Factor Kb de modificación de tamaño para diferentes diámetros del eje.</i>	<i>86</i>

<i>Figura 17. Cargas que actúan sobre el eje excéntrico.....</i>	<i>91</i>
<i>Tabla 5 Valores de deflexión del eje excéntrico y ángulo en los apoyos.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 18. Motor de combustión Lombardini 15Ld 400.....</i>	<i>95</i>
<i>Figura 19. Diagrama de cuerpo libre de las mandíbulas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica y su sección transversal.....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 20. Tamaño de los dientes de las mandíbulas móvil y fija realizados por cordón de soldadura.....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 21. Diagrama de cuerpo libre de la porta mandíbulas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica y su sección transversal.....</i>	<i>103</i>
<i>Figura 22. Soldadura de bisel en llama.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 23. Medidas del cordón de soldadura de filete de ángulo convexo.....</i>	<i>111</i>
<i>Figura 24. Diagrama de esfuerzos de la biela.....</i>	<i>114</i>
<i>Figura 25. Diagrama de momento flector.....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 26. Dimensiones de la biela.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 27. Pandeo de un cuerpo sometido a compresión.....</i>	<i>118</i>
<i>Figura 28. Pasador sometido a cortante doble.....</i>	<i>124</i>
<i>Figura 29. Dimensiones del extremo plano de la varilla de tensión.....</i>	<i>126</i>
<i>Figura 30. Cuatro estilos de tratamiento en los extremos de la espiral de resortes helicoidales de compresión.....</i>	<i>131</i>
<i>Figura 31. Longitudes de resortes helicoidales a compresión.....</i>	<i>132</i>
<i>Figura 32. Soldadura intermitente de Placa frontal y posterior.....</i>	<i>138</i>
<i>Figura 33. Vista isométrica de la trituradora de mandíbulas de excéntrica.....</i>	<i>144</i>

<i>Figura 34. Mallado en SolidWorks</i>	<i>152</i>
<i>Figura 35. Esfuerzos de Von Mises de la trituradora de mandíbulas de excéntrica</i>	<i>153</i>
<i>Figura 36. Factor de seguridad estático de la trituradora de mandíbulas de excéntrica.....</i>	<i>154</i>
<i>Figura 37. Curvas características de potencia, par motor, velocidad y consumo de combustible para un motor de combustión serie 15LD 400.</i>	<i>170</i>
<i>Figura 38. Gráfica para seleccionar el tipo o perfil de la correa.....</i>	<i>171</i>
<i>Figura 39. Capacidades para bandas 3V.....</i>	<i>173</i>
<i>Figura 40. Dimensiones para poleas de 2 canales para bandas 3V.....</i>	<i>174</i>
<i>Figura 41. Dimensiones para bujes QD</i>	<i>175</i>
<i>Figura 42. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje excéntrico para el plano XZ</i>	<i>176</i>
<i>Figura 43. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje excéntrico para el plano XY</i>	<i>177</i>
<i>Figura 44. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión para acero forjado con varias condiciones de superficie</i>	<i>180</i>
<i>Figura 45. Factor de tamaño promedio según el diámetro</i>	<i>181</i>
<i>Figura 46. Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie UCP311</i>	<i>182</i>
<i>Figura 47. Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie UCP311</i>	<i>183</i>
<i>Figura 48. Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas UC311G2</i>	<i>184</i>
<i>Figura 49. Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas 6216.....</i>	<i>185</i>

<i>Figura 50. Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas 6216.....</i>	<i>186</i>
<i>Figura 51. Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas 6216.....</i>	<i>187</i>
<i>Figura 52. Selección de la viscosidad del lubricante.....</i>	<i>189</i>
<i>Figura 53. Viscosidad ISO del lubricante</i>	<i>189</i>
<i>Figura 54. Frecuencia de base en horas.....</i>	<i>190</i>
<i>Figura 55. Descripción y características de la grasa Chevron Delo Grease Ep 00, 0, 1, 2.....</i>	<i>191</i>
<i>Figura 56. Dimensiones y propiedades de Tuerca de Fijación con rosca métrica KM 16.....</i>	<i>193</i>
<i>Figura 57. Dimensiones y propiedades de Tuerca de Fijación con rosca métrica KM 16.....</i>	<i>194</i>
<i>Figura 58. Dimensiones y propiedades de arandela de fijación MB 16</i>	<i>195</i>
<i>Figura 59. Dimensiones y propiedades de arandela de fijación MB 16</i>	<i>196</i>
<i>Figura 60. Factor geométrico de concentración de esfuerzos k_t para un eje con filete de hombro en flexión</i>	<i>198</i>
<i>Figura 61. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en torsión.....</i>	<i>198</i>
<i>Figura 62. Gráfica resultante de valores de deflexión del eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas</i>	<i>200</i>
<i>Figura 63. Gráfica resultante de valores de pendiente de ángulo del eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas.....</i>	<i>200</i>
<i>Figura 64. Diagrama de cortante y momento flector de las mandíbulas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica.....</i>	<i>202</i>

<i>Figura 65. Especificaciones técnicas de electrodo bajo en hidrogeno E7018</i>	<i>203</i>
<i>Figura 66. Diagrama de cortante y momento flector del portamandíbulas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica</i>	<i>206</i>
<i>Figura 67. Tamaños mínimos de soldadura de filete</i>	<i>208</i>
<i>Figura 68. Propiedades de las áreas</i>	<i>209</i>
<i>Figura 69. Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frío</i>	<i>211</i>
<i>Figura 70. Criterios de pandeo de resortes.....</i>	<i>213</i>
<i>Figura 71. Cotización de Polea conductora y conducida</i>	<i>214</i>
<i>Figura 72. Cotización de banda 3V1060, rodamiento, tuerca y arandela de fijación ...</i>	<i>215</i>
<i>Figura 73. Cotización rodamiento y chumacera.....</i>	<i>216</i>
<i>Figura 74. Cotización de Barras de acero.....</i>	<i>217</i>
<i>Figura 75. Cotización de barras de acero</i>	<i>218</i>
<i>Figura 76. Cotización placas de acero</i>	<i>219</i>
<i>Figura 77. Cotización de elementos de fijación.....</i>	<i>220</i>
<i>Figura 78. Cotización perno hexagonal.....</i>	<i>221</i>
<i>Figura 79. Cotización de procesos de mecanizado</i>	<i>222</i>
<i>Figura 80. Cotización de Motor de combustión.....</i>	<i>223</i>
<i>Figura 82. Cotización de Electrodos</i>	<i>225</i>
<i>Figura 83. Cotización de trituradora de mandíbulas PEC1525.....</i>	<i>226</i>

Índice de Tablas

<i>Tabla 1.</i>	<i>Valor del índice de bond para diferentes materiales</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 2.</i>	<i>Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldadura</i>	<i>33</i>
<i>Tabla 3.</i>	<i>Resultados de cálculos para diámetros estandarizados de polea motriz y conducida</i>	<i>45</i>
<i>Tabla 4.</i>	<i>Parámetros para el factor de la condición superficial de Marín.</i>	<i>85</i>
<i>Tabla 6.</i>	<i>Descripción y composición química de los materiales seleccionados para las piezas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica</i>	<i>141</i>
<i>Tabla 7.</i>	<i>Descripción de materiales de piezas normalizadas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica.....</i>	<i>142</i>
<i>Tabla 8.</i>	<i>Costos de los componentes del Sistema de transmisión.....</i>	<i>145</i>
<i>Tabla 9.</i>	<i>Costos de componentes de soporte y fijación</i>	<i>146</i>
<i>Tabla 11.</i>	<i>Costos de elementos de fijación</i>	<i>147</i>
<i>Tabla 12.</i>	<i>Costos de procesos de manufactura</i>	<i>148</i>
<i>Tabla 13.</i>	<i>Costos de otros elementos</i>	<i>149</i>
<i>Tabla 14.</i>	<i>Costos totales</i>	<i>149</i>
<i>Tabla 15.</i>	<i>Factor de servicio para bandas V</i>	<i>171</i>
<i>Tabla 16.</i>	<i>Longitudes de bandas estándar 3v, 5v y 8v (pulgadas).....</i>	<i>172</i>
<i>Tabla 17.</i>	<i>Factor de Corrección por ángulo de contacto</i>	<i>172</i>
<i>Tabla 18.</i>	<i>Propiedades mecánicas de algunos aceros estirados en frío y laminados en caliente</i>	<i>178</i>

Tabla 19.	<i>Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente.....</i>	<i>179</i>
Tabla 20.	<i>Factor de confiabilidad aproximado C_R.....</i>	<i>180</i>
Tabla 21.	<i>Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración de esfuerzo para flexión, torsión y axial.</i>	<i>181</i>
Tabla 22.	<i>Valores mínimos del factor de seguridad S_o</i>	<i>188</i>
Tabla 23.	<i>Aplicaciones en maquinarias y vida requerida.....</i>	<i>188</i>
Tabla 24.	<i>Coeficientes de lubricación en función de las condiciones del entorno</i>	<i>190</i>
Tabla 25.	<i>Datos de pruebas típicas para grasa Chevron Delo Grease EP 00, 0, 1, 2</i>	<i>192</i>
Tabla 26.	<i>Dimensiones de chavetas perfiles DIN 6885 para diferentes diámetros de ejes</i>	<i>197</i>
Tabla 27.	<i>Ángulo de torsión por unidad de longitud.....</i>	<i>199</i>
Tabla 28.	<i>Deflexiones transversales permitidas</i>	<i>199</i>
Tabla 29.	<i>Ángulos de pendiente recomendados.....</i>	<i>201</i>
Tabla 30.	<i>Amperaje y medida de electrodo según espesor del metal</i>	<i>204</i>
Tabla 31.	<i>Valores del factor de ocupación para diferentes modos de operación</i>	<i>204</i>
Tabla 32.	<i>Velocidades de deposición en kg/h, para varios procesos de soldadura....</i>	<i>205</i>
Tabla 33.	<i>Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero.....</i>	<i>207</i>
Tabla 34.	<i>Propiedades de los electrodos.....</i>	<i>207</i>
Tabla 35.	<i>Esfuerzo permisible del Código AISC para metal de aporte.....</i>	<i>208</i>
Tabla 36.	<i>Materiales comunes de alambre para resortes.....</i>	<i>210</i>
Tabla 37.	<i>Módulo de elasticidad en cortante y en tensión de alambres de resorte</i>	<i>211</i>

<i>Tabla 38.</i>	<i>Calibres y diámetros de alambres para resortes</i>	<i>212</i>
<i>Tabla 39.</i>	<i>Propiedades de los aceros estructurales</i>	<i>213</i>

I. Introducción

La minería artesanal en Nicaragua se ha convertido en los últimos años en una importante fuente de ingresos para cientos de familias que viven de esta actividad económica. Consiste en la extracción de oro del cuarzo utilizando técnicas manuales o con poca maquinaria. Puesto que el oro se encuentra mezclado con otros minerales en rocas, vetas o depósitos aluviales se somete a un proceso de fragmentación de mineral y separación de los elementos útiles de los que carecen de valor.

La separación de los minerales se logra gracias a la diferencia de sus propiedades químicas y físicas. Sin embargo, para que una máquina de separación trabaje de manera adecuada deben ingresar rocas de menor tamaño por lo que deben someterse antes a una etapa de reducción.

Por lo general, se trituran las rocas utilizando herramientas manuales, sin embargo, al realizar esta labor el minero se somete a mayores riesgos, mayor desgaste físico y a pérdida de tiempo de trabajo. Como una alternativa a estos métodos manuales se puede adquirir maquinaria que sea capaz de triturar cuarzo proporcionando el tamaño adecuado del material para sus posteriores etapas de molienda y separación.

El siguiente estudio presenta un aporte a este sector: el diseño y cálculo de una máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica para su posterior implementación en la comunidad de Los Colorados del municipio de San Juan de Limay, Estelí.

Estos equipos constan de dos placas: una se mantiene fija y la otra móvil para lograr fragmentar el material que ingresa al espacio comprendido entre las dos placas. Se seleccionó este tipo de trituradoras principalmente por su estructura simple, así como su fácil mantenimiento,

además que su tasa de reducción es grande, haciendo más eficiente el trabajo y de manera más rápida.

El trabajo presenta de manera detallada sus características, generalidades, parámetros de funcionamiento, cálculos de diseño, dibujos técnicos y simulación de la trituradora de mandíbulas de excéntrica, además del presupuesto estimado para su posterior construcción e implementación en la comunidad, proporcionando así una alternativa más eficaz y productiva para la etapa de reducción del material.

II. Antecedentes

La minería artesanal en Nicaragua ha experimentado un crecimiento exponencial en los últimos años, gran parte del territorio nicaragüense se ha dedicado a la explotación de minerales auríferos.

Los artesanos nicaragüenses trabajan de forma rudimentaria usando como herramienta de trituración para las rocas extraídas un simple mazo, por ello se piensa en la creación del diseño de diferentes maquinarias que aporten una mayor eficacia en el proceso, creando así un asistente necesario para realizar los fines requeridos a esta labor, debido a que se experimentan esfuerzos físicos muy prolongados.

Lilian Rebeca Jirón Mena (2016) Lic. En Bioanálisis Clínico, presentó un trabajo monográfico titulado “Características de las condiciones laborales en mineros artesanales, La Libertad, Chontales, Nicaragua, abril 2016.” En el cual se caracterizan las condiciones laborales de los mineros artesanales en este municipio, describiendo datos demográficos y los accidentes más comunes. Esta investigación concluye que los accidentes con mayor frecuencia son: contusiones o atrapamiento y contacto con material corto punzante. Esto es consecuencia de la falta de tecnificación en los procesos de extracción en la minería artesanal.

A nivel nacional son pocas las investigaciones que se presentan para la creación de trituradoras de rocas para minería ya que comúnmente se usa métodos rudimentarios o molinos.

Es por ello que esta investigación será acorde con el trabajo monográfico realizado por Br. Carlos Ortiz y Juan Flores (2012) sobre el “Diseño de trituradora de mandíbula de Simple Efecto” (TMSE), cuyo objetivo es el diseño y elaboración de la máquina antes mencionada. Se tiene en cuenta que solo abordará los principios de TMSE (Trituradora de mandíbula de simple efecto), cálculos y características de la construcción, todo esto con el fin de expresar el costo de fabricación de dicha máquina.

III. Justificación

Los mineros artesanales están expuestos constantemente a accidentes debido a las condiciones laborales inseguras y la utilización de herramientas rudimentarias cortopunzantes. Según la ley 387 para la Exploración y Explotación Minera, se permite la extracción de minerales empleando técnicas exclusivamente manuales sin tomar en consideración capacitaciones, financiamiento o asistencia técnica que garanticen la salud e integridad de los trabajadores.

Como una forma de modernizar estas prácticas y disminuir riesgos, se propone la utilización de las trituradoras de mandíbulas de excéntrica durante la etapa de fragmentación para la separación de minerales útiles como el oro. Sin embargo, este tipo de trituradoras no se comercializa en Nicaragua dificultando la adquisición de maquinaria para sustituir el trabajo manual por métodos más productivos. Por tanto, esta investigación tendrá como propósito presentar el diseño y memoria de cálculo de una trituradora de mandíbulas para su posterior construcción e implementación en la comunidad de Los Colorados, San Juan de Limay, Estelí.

El diseño de este tipo de trituradora beneficiará a esta comunidad al ser un sector donde predomina la producción minera de oro, grafito y marmolina cuyos métodos de extracción son, en su mayoría, manuales. Según Centro Humboldt (2017). La Federación de Mineros de Nicaragua (FEDEMNIC) estima que existen alrededor de 30 mil personas a nivel nacional dedicadas a esta actividad económica, convirtiéndose en una importante fuente de ingresos que garantizan el sustento económico de los pobladores.

IV. Objetivos

IV.1. General

- Presentar el diseño mecánico de una máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica utilizada para minería artesanal en la comunidad de Los Colorados, municipio de San Juan de Limay, Estelí.

IV.2. Específicos

- Realizar cálculos de diseño de una máquina trituradora de mandíbulas para reducir el tamaño de rocas de cuarzo de 4" a 1/2" con una capacidad de 0.5 ton/hr.
- Seleccionar los materiales adecuados para los principales componentes de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica basado en su diseño previo y propiedades mecánicas requeridas.
- Elaborar planos de fabricación de las piezas de la máquina trituradora representando los resultados de diseño utilizando el software SolidWorks.
- Determinar los costos de fabricación de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica tomando en cuenta precios de materia prima y mano de obra.
- Verificar la funcionalidad del diseño propuesto de una máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica mediante una simulación utilizando el software SolidWorks.

V. Marco Teórico

A continuación se encuentra conceptos básicos de minería así como las definiciones básicas de las fórmulas implementadas en cada proceso de diseño de los componentes de la trituradora de mandíbulas de excéntrica y sus materiales con el fin de presentarlos en planos de fabricación de piezas, para su posterior implementación en la Comunidad de los Colorados, San Juan de Limay, Estelí aprovechando su gran potencial minero mejorando las practicas manuales al sustituir las por pequeña maquinaria industrial.

5.1. Minerales auríferos

El oro es considerado “un metal de transición entre plata y mercurio, denso y blando, muy apreciado por su belleza, utilidad y escasez. Tiene diferentes tonalidades con brillo metálico; es un metal maleable, fácil de moldear y no se oxida ni pierde su lustre” (McDonald, 2007, citado por Alfonso Arias, 2019). Desde la antigüedad ha sido un material llamativo de gran valor, característico por sus propiedades físicas y químicas, usado como materia prima para la construcción y adorno de templos y joyería en general.

Antonio Ros (2017) señala que “El oro aparece en la naturaleza diseminado en pequeñas cantidades y su principal fuente son los llamados filones hidrotermales de cuarzo y oro donde fue depositado por soluciones minerales ascendentes que lo contenían”. Debido a su gran peso específico, el oro se separa mecánicamente de los materiales más ligeros haciendo más fácil su extracción.

5.1.1. Yacimientos de oro

Existen tres formas de encontrar el oro: en vetas, diseminado y en forma aluvial.

“Cuando aparece en vetas, el oro se ha acumulado en una roca de forma tabular, por lo general en filones de cuarzo. Una veta es la fractura de una roca rellena por algunos minerales

como el cuarzo, la calcita, la pirita y que en ocasiones pueden contener oro, plata, entre otros metales. Las vetas pueden ser milimétricas en espesor y tener hasta kilómetros de longitud.” (Anglo Gold Ashanti, 2015, pág. 9)

Según la compañía Anglo Gold Ashanti (2015) se habla de oro diseminado cuando está localizado en grandes volúmenes en una roca. Si se desintegran las vetas que contienen oro diseminado, este es llevado por las corrientes de agua y constituye el llamado oro aluvial. El oro se encuentra junto con otros elementos en vetas o en forma diseminada presente en el manto de la Tierra. Por lo tanto, las rocas que provienen de la fundición del manto (magma) y que luego se solidifican pueden contener pequeñas cantidades de oro.

5.1.2. Vetas de cuarzo Nicaragua

Salomón Sevilla (2016) indica que “La mineralización predominante en Nicaragua, son las vetas epitermales de cuarzo, con los metales Au y Ag, formadas mayormente dentro de rocas andesíticas terciarias” sin embargo se han identificado otros tipos de rocas como: rocas intrusivas, skarn, aglomerados, entre otros. Los principales distritos mineros son los siguientes

- **Distrito Minero de Bonanza**

Situada a 450 km al noreste de Managua y 138 km al oeste de Puerto Cabezas. El campo metalífero de Bonanza mide aproximadamente 73 km². El Distrito está activo en Exploración y explotación cubierto por empresas mineras privadas y la pequeña minería en menor escala.

Según Mauricio Darce (1993)

“La mineralización está representada por vetas epitermales de cuarzo auríferas, Las vetas y brechas de cuarzo son de color blanco a gris con clorita y pirita y de 2.5 a 12 m de potencia y 1.6 km de longitud. Están encajadas en andesitas con mineralización de sulfuros. Las vetas son masivas de extensas longitudes y profundidades, buenos espesores, de alta potencia, y encajonadas en rocas andesitas.” (pág. 26)

- **San Juan de Limay**

Entre los lugares del municipio con potencial minero (oro, cobre, grafito, marmolina, etc.) se destacan: La Naranja, El Portillo, El Colorado, La Grecia, Los Chapetones, Tipiscayán, Las Minitas, entre otros. El oro y la marmolina son explotados por muchos de los habitantes del municipio que se dedican a trabajar en la minería artesanal.

Según Salomón Sevilla (2016) “Las vetas de Los Chapetones, California, Colorados y Cerro Gigante se encuentran localizadas en las cercanías de una estructura circular. Las vetas en Las Minitas y en Mina de Agua están localizadas en el borde S de esta misma caldera, aunque su lineamiento no sea visible.” (Pág, 39)

- **Distrito Minero de El Limón**

A 140 km al noroeste de Managua, comprende tres sistemas de vetas de cuarzo aurífero y otras vetas y estructuras en un radio de 8 a 10 km con centro El Limón. El sistema Limón-Santa Pancha ha sido el más importante. Su mayor producción proviene del Tajo Limón Sur.

Según Mauricio Darce (1993)

“Las vetas de cuarzo están encajadas en rocas andesíticas terciarias, tiene rumbos predominantes de norte-sur, potencias variadas hasta de 5 m y longitudes de 500 m. El cuarzo es blanco-gris, masivo o bandeado. El oro es del tipo “electrum” dentro de los granos de cuarzo o pirita.” (pág. 27)

- **La india**

Mauricio Darce (1993) señala que:

“El área mineralizada de la india está situada a 137 km al norte de Managua sobre una vía de excelente accesibilidad durante todo el año. Las vetas de cuarzo brechoso con oro diseminado tienen una potencia de 0.5m a 3.0 m y longitudes hasta de 4km. Las vetas están asociadas estructuralmente a dos sistemas de fallas de direcciones noroeste y noreste y a una

caldera colapsada. Un estudio reciente de unos 180 km² de extensión, logro determinar 75 vetas de interés auríferos” (pág. 27)

5.2. Minería artesanal en Nicaragua

Según (LEY N° 387, 2001) Para la Exploración y Explotación de Minas, se define como pequeña minería “El aprovechamiento de los recursos mineros con una capacidad de extracción y/o procesamiento menor a 15 toneladas métricas por día”, mientras que la minería artesanal se define como: “el aprovechamiento de los recursos mineros mediante técnicas exclusivamente manuales”.

5.2.1. Métodos de procesamiento

En la minería artesanal, las técnicas usadas para la extracción manual del mineral son: Arranque manual con punta (pico) y pala. En ocasiones se realizan voladuras, esto en caso cuando el material es rocoso.

Los métodos usados para obtener el oro son: Gravimetría y Amalgamación

Los aparatos o equipos artesanales usados para esta actividad son: Panas batea canaletas, mesas rústicas, cachos (de res), trampas, molinetes.

Los equipos usados en la actividad de beneficios en la Pequeña Minera son: Trapiche o molino de ruedas, también conocido como molino de muelas, otros son bocarte o batería de piones o mazos, molino de bolas, trituradoras, espiral, mesa vibradora, ciclón, mesa amalgamadora, tambor amalgador.

5.2.1.1. Método por Gravimetría

Según (Geotem- Gravimetría, 2022). La concentración gravimétrica es el método de separación de las partículas de mineral que presentan entre ellas diferencias de densidad entre

la mena pesada (oro, galena, cerusita, etc.) y la ganga que es liviana que son los estériles (óxidos de hierro, sílice etc.).

Este método implica:

- **Fragmentación**

En la preparación mecánica de los minerales, el objetivo de la fragmentación es liberar los diferentes minerales, buscando una granulometría uniforme y evitando la producción de partículas muy finas que perjudican las operaciones de concentración

Dichas operaciones tienen como finalidad:

- Obtener una reducción del tamaño original para facilitar el transporte o el tratamiento de los productos.
- Facilitar operaciones puramente físicas tales como: distribución, dosificación, mezcla, aglomeración o disolución.
- Permitir o facilitar reacciones químicas, cuya velocidad es normalmente función de la superficie expuesta; es decir del grado de división de las materias sólidas

Se puede distinguir dos fases de la fragmentación:

- Trituración: el chancado que reduce los bloques gruesos hasta las dimensiones del centímetro
- La Molienda que fragmenta a la finura final deseada de los productos

5.2.1.2. Amalgamación:

Según (Organización Mundial de la Salud, 2017) El mercurio elemental se utiliza para obtener una aleación de mercurio y oro llamada “amalgama” (el mercurio y el oro prácticamente a partes iguales). Existen dos métodos principales utilizados en la MAPE (Minería artesanal y de

pequeña escala) para la amalgamación: la amalgamación de todo el mineral y la amalgamación concentrada.

En la amalgamación de todo el mineral, el mercurio elemental se añade tras una breve trituración y concentración previas. Normalmente se usan grandes cantidades de mercurio (entre 3 y 50 unidades por unidad de oro recuperado) y la mayoría se desecha como residuo entre los relaves mineros debido a la ineficacia resultante de este proceso.

En la amalgamación concentrada, el mercurio se añade únicamente a la cantidad más pequeña de material (“concentrado”) que resulta del paso de concentración. Por consiguiente, en general se utiliza una cantidad considerablemente menor de mercurio.

- **Quema:**

La amalgama se calienta para vaporizar el mercurio y separar el oro. En la “quema abierta”, todo el vapor de mercurio se emite al aire. El oro producido mediante la quema de amalgama es poroso y se refiere al mismo como “oro esponjoso”. (Organización Mundial de la Salud, 2017)

- **Refinación:**

Según (911 Metallurgist, 2021) El oro esponjoso se calienta de nuevo para eliminar el mercurio residual y otras impurezas.

El Mercurio:

(Ministerio Para la Trasición Ecológica, 2022). Es el único metal que a temperatura ambiente se encuentra en estado líquido, su nombre proviene de Hidrargyrium, su símbolo es Hg, su peso específico es de 13.5 g/cm³, su punto de fusión es de 39 °C y su punto de ebullición es de 357 °C. El Mercurio no reacciona con los ácidos clorhídrico y ácido sulfúrico, pero sí con el

ácido nítrico. El cual forma amalgama con todos los metales comunes con excepción del hierro y el platino.

Reglas de seguridad para el uso de mercurio:

- No verter ni utilizar en canaletas gravimétricas.
- Al amalgamar, no permitir que este entre en contacto con la piel.
- No ingerir alimentos, ni fumar cuando se utilice Mercurio.
- No usar recipientes que hayan contenido mercurio para guardar alimentos y bebidas.
- No guardarlo en las casas y alejarlo de los niños, y mujeres embarazadas.
- Para quemar el Mercurio utilizar las retortas.

5.2.1.3. Métodos de extracción artesanal.

Según (Centro Humboldt, 2017) Los pequeños mineros utilizan tecnología aplicable a la mediana producción, como los molinos de mano que poseen innovaciones para el procesamiento de la broza y también existen las llamadas “rastras” que realizan este proceso más rápido. Asimismo, la pequeña minería tiene derecho de explotar el 1% de las concesiones aprobadas a las industrias mineras, siendo en algunos casos los pequeños mineros utilizados para sondear los mejores sitios de explotación.

- **Molinetes:**

Es un mortero grande, sus dos piezas están construidas con una roca esférica sujeta a brazos de madera en forma de “Y” y otra en forma de lanza, empotrada en el suelo o rocas. Se opera manualmente y se muele el mineral por fricción. Durante el proceso se le agrega agua y mercurio sin permitir renvals. (Centro Humboldt, 2017)

- **Pana de Concentración:**

Es el método más sencillo y común empleado para obtener el oro, siendo la herramienta principal del prospector. La broza se lava continuamente con movimientos semicirculares obligando al oro a permanecer en el fondo de la pana. Durante el proceso se van eliminando las partículas más gruesas y al final la arenilla puede ser amalgamada o separada manualmente. (Centro Humboldt, 2017)

Se utilizan también algunos mecanismos manuales tales como: mazo, punta, pala, barra o pilón para pulverizar la piedra y así el guiriso se va dando cuenta del porcentaje que puede contener la broza, este es el 'proceso de extracción de la piedra preciosa (oro) que luego es picada y molineteada, la broza refinada que se extrae se convierte en cola que luego es paneada utilizando químicos como el famoso mercurio, el cual atrae el oro es estado semisólido y seguidamente es quemado en platitos cucharas de quemar oro. (Centro Humboldt, 2017)

5.3. Proceso de trituración

La trituración es el proceso que se encarga de reducir el tamaño del material procedente del tajo o mina subterránea. Por ello lleva una serie de etapas para obtener el mineral de interés. La trituración implica sólo una transformación física de la materia sin alterar su naturaleza, es de suma importancia en diversos procesos. (EcuRed, s.f.)

5.3.1. Etapas

Las etapas de trituración dependen del diseño de la mina, pero en general son las siguientes:

- **Trituración primaria**

La trituración primaria reduce normalmente el tamaño de los trozos de mineral a un valor comprendido entre los 8" a 6". Los productos obtenidos se criban en un tamiz vibrante con objeto

de separar aquellas partículas cuyos tamaños son lo suficientemente finos, con el consiguiente aumento en la capacidad de las quebradoras secundarias.

La trituración se lleva a cabo normalmente en quebradoras de mandíbulas o en quebrantadoras giratorias. Las quebrantadoras de mandíbulas constan normalmente de dos planchas de acero al manganeso o mandíbulas, colocadas una frente a la otra de las cuales una es fija y la otra es móvil y puede girar sobre un eje situado en parte superior o inferior.

Mediante un dispositivo adecuado se comunica a la mandíbula móvil un movimiento de oscilación alternativo hacia adelante y hacia atrás de corto recorrido. El mineral se encarga del espacio comprendido entre las mandíbulas y de ellas, el móvil, en su recorrido hacia adelante, aplasta los trozos contra la fija. Al retroceder la mandíbula móvil el mineral triturado cae por la abertura que en la parte inferior forma las mandíbulas.

Las quebradoras giratorias constan de una masa trituradora de forma cónica que gira en el interior de una carcasa troncocónica fija, abierta por su parte superior e inferior. El mineral que se va a triturar se carga en la quebrantadora por su parte superior y el mecanismo por el que se realiza la trituración se basa en la misma acción de aplastamiento de las quebradoras de mandíbulas (Calviño, s.f., pág. 1).

- **Trituración secundaria**

En la trituración secundaria, el tamaño de las partículas se reduce a un valor comprendido entre 3" y 2", dejando en condiciones de poder pasar a las operaciones de molturación o concentración preliminar. Las quebrantadoras utilizadas en esta fase son por lo general el tipo giratorio o cónico. Estas quebrantadoras son similares a las utilizadas en la trituración primaria, diferenciándose solamente en que trabajan a velocidades relativamente altas (aproximadamente 500 r.p.m.) y en que la abertura de salida de los productos triturados es mucho menor. (Calviño, s.f., pág. 1).

- **Trituración terciaria**

En esta etapa el material se reduce a menos de tres cuartos de pulgada dependiendo de la granulometría requerida se tendrán que ajustar los parámetros que regulan el tamaño del material en cada parte del proceso.

5.3.2. Máquinas de trituración y clasificación

“Industrialmente se utilizan diferentes tipos de máquinas de trituración y suelen clasificarse de acuerdo con la etapa en que se utilizan y el tamaño de material tratado” (EcuRed, s.f.)

Clasificación

Las quebradoras se clasifican según el mecanismo que usan para reducir la roca:

- Trituradora de quijada o mandíbula
- Trituradora de cono
- Trituradora de martillo
- Trituradora de impacto

Estas al igual se usan según su clasificación y según la etapa que vayan a hacer aplicadas ya que hay un sinnúmero de modelos de trituradoras

Trituradoras primarias: Fragmentan trozos grandes hasta un producto de 8” a 6”. Se tiene dos tipos de máquinas.

- Trituradora de mandíbulas
- Trituradora giratorias

Trituradoras secundarias: Fragmentos el producto de la trituración primaria hasta tamaños de 3” a 2”, entre las máquinas a usar están las siguientes

- Trituradoras giratorias

- Trituradoras cónicas

Trituradoras terciarias: Fragmentan el producto de la trituración secundarias hasta tamaños de 1/2" 0 3/8" entre las máquinas están.

- Trituradora cónicas
- Trituradora de rodillos (Calviño, s.f.)

5.4. Trituradoras de mandíbulas

5.4.1. Funcionamiento

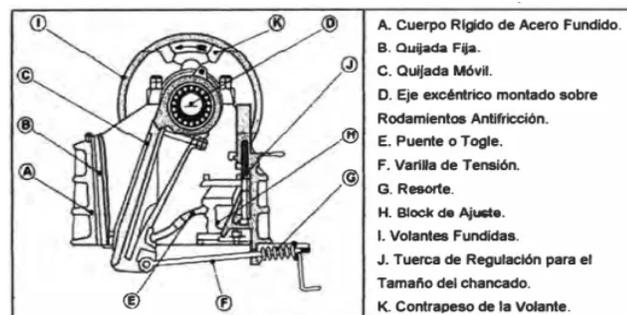
La máquina trituradora de mandíbulas cumple la función de triturar minerales y rocas duras o materiales menos exigentes. Son mayormente utilizadas en la industria de la minería, extracción, reciclaje entre otras aplicaciones industriales.

La compañía CROMTECK (2021) señala que las trituradoras de mandíbulas comprimen el material utilizando una mandíbula fija y una móvil. Esta última comprime los minerales y rocas contra la parte fija, ejerciendo presión hasta triturar al tamaño deseado. Luego de esto el material sale por la abertura de descarga ubicada en la parte inferior de la máquina trituradora.

5.4.2. Elementos fundamentales

Figura 1.

Componentes principales de una trituradora de mandíbulas de excéntrica.



Nota. Adaptado de Criterios de selección de equipos de chancado en una planta concentradora, Rodríguez Carmen, 2010

- **Bastidor:**

El autor Nicolas Waganoff (1956) define al bastidor como “elemento que sufre la acción de fuerzas originadas por la presión. Al fragmentarse rocas de gran resistencia, la presión sobre las paredes del bastidor aumenta produciendo tensiones que sobrepasen los límites admisibles” (pág. 35)

Actualmente se utilizan bastidores de 3 tipos: colados de una sola pieza, soldados y desarmables.

Nicolas Waganoff (1956) realiza una descripción sobre los tres tipos de bastidores:

El uso de bastidores de acero en bloque se limita a las fábricas de trituradoras de pequeñas y medianas dimensiones debido a la complejidad de fabricación

Para la fabricación de bastidores monolíticos, se utiliza acero fundido con una resistencia a la tracción de 3500-4500 kg/cm². Las paredes en las trituradoras pequeñas y medianas, están reforzadas con nervaduras horizontales fundidas conjuntamente con el mismo.

En cuanto a trituradoras grandes se utilizan bastidores desarmables que constan de dos o más partes fundidas separadas y unidas entre sí por medio de tensores. Su desventaja consiste en la disminución de la rigidez de toda la estructura provocando una posible deformación del bastidor

Los bastidores soldados se fabrican con placas de acero de 25-50 mm de espesor. Sus paredes tienen sección de nervadura o celular. Son más económicos que los monolíticos, pero exigen una alta calidad de soldadura y recocido subsiguiente.

- **Balancín:**

Según Nicolas Waganoff (1956) El balancín está sometido a la acción de fuerzas originadas por la resistencia al aplastamiento por tanto debe ser suficientemente resistente y al

mismo tiempo debe tener un peso mínimo, puesto que sus oscilaciones crean esfuerzos de inercia que originan vibraciones peligrosas.

De lado de la cámara de trituración, sobre el balancín está fijada la placa quebrantadora y la parte inferior del balancín se apoya en una placa-riestra. Están fabricadas de acero colado.

- **Las placas trituradoras**

Nicolas Waganoff (1956) indica que las placas deben fabricarse con materiales de alta resistencia al desgaste debido a que están sometidas a la acción directa del material que se quebranta. Se hacen de fundición refinada o de acero con un contenido de manganeso de 12-14%.

Las placas de fundición templada se utilizan para la trituración de rocas débiles; las de acero al manganeso, para las rocas resistentes y medianas. La duración de las placas al manganeso es mayor que las placas de fundición templada.

La superficie activa de las placas se hace lisa o estriada. Las estrías tienen la forma de nervaduras de sección triangular, redondeadas en el vértice superior y se distribuyen de tal manera que los salientes de una placa se encuentren frente a los canales de la otra. El ángulo en el vértice de las nervaduras oscila entre los límites 90° a 110° . Las distancias entre las aristas exteriores contiguas se determinan en función de las dimensiones que sea necesario dar a los trozos triturados. Para la trituración de trozos grandes el paso de las estrías suele ser de 125-150 mm.

Utilizando placas estriadas, la rotura de los trozos se realiza principalmente por flexión a la cual las rocas resisten poco, queda menos material residual que cuando se trabaja con placas lisas.

- **Placas riostras**

Nicolas Waganoff (1956) indica que las placas de arriostamiento o placas-riostas constituyen los eslabones del mecanismo de transmisión del movimiento desde el eje principal al balancín y al mismo tiempo cumplen la función de dispositivos de seguridad contra posibles accidentes.

Las placas –riostas se hacen de fundición o de la clase de acero que se utiliza para las otras piezas de la misma máquina. Los extremos de las placas-riostas, expuestos al desgaste se fabrican de fundición refinada o de acero al manganeso; los dados de apoyo para las placas ríostas, de acero al cromo o de acero al manganeso.

Las placas ríostas constituyen elementos que protegen la máquina contra accidentes de importancia. Cuando en la boca de trituración se introducen trozos de piedra particularmente grandes y duros o accidentalmente cuerpos metálicos, aparecen en las piezas de trabajo de la trituradora, tensiones excesivas y peligrosas que pueden acarrear a la rotura de piezas importantes.

- **Resorte:**

Según Nicolas Waganoff (1956) el resorte consta de un vástago de acero, uno de cuyos extremos este articulado al balancín y el otro pasa por una abertura practicada en la pared posterior del bastidor, y se ensambla un resorte cuya comprensión se regula ajustando una tuerca al extremo del tensor. El acortamiento máximo del resorte tendrá lugar en la posición del acercamiento de las placas quebrantadoras. En el movimiento de retrocesos cuando la placa móvil debe alejarse de la fija, el resorte acelerará el alejamiento debido a la tendencia del resorte a descomprimirse, mejorando las condiciones de descarga del material fraccionado.

- **Volantes**

Según Nicolas Waganoff (1956) El proceso de trituración se realiza solo estando en funcionamiento la mandíbula móvil, y la energía utilizada en este periodo es gastada

directamente en la ejecución del trabajo de trituración y vencer las resistencias nocivas que surgen en las distintas piezas de la máquina.

En la marcha en vacío, cuando se interrumpe el proceso de trituración, una parte de la energía seguirá gastándose para vencer las resistencias de los elementos de la máquina, y la energía restante será absorbida por los volantes de la trituradora, que acumulan la energía sobrante bajo la forma de fuerza viva para devolverla en el periodo de trabajo. La energía almacenada se suma a la del motor para la realización del trabajo de trituración.

Los volantes se hacen de hierro fundido en una pieza o de dos mitades con contrapesos en la llanta. El objetivo de los contrapesos es equilibrar las fuerzas de inercia que surgen de las oscilaciones de las pesadas masas del balancín y de la biela.

5.4.3. Características tecnológicas

- **Cámara de trituración**

Se define la cámara de trituración como “El volumen comprendido entre las dos mandíbulas y los límites laterales formando una figura cónica con las bases en forma de rectángulo. El diseño de las mandíbulas, rectas o curvadas condiciona el volumen y la forma de trabajo del equipo.” (Blanco, pág. 8)

- **Ancho de la boca de la trituradora**

Según V.S Shubin (1977) El ancho de la boca de la trituradora se toma generalmente un 15%-20% mayor a los pedazos máximos contenidos en el material inicial, imprescindible para que sea más libre la entrada de los pedazos de material en la boca de la trituradora.

$$A = (1.15 - 1.2)D_{alimentación} \quad \text{Ecuación 3}$$

- **Longitud mínima de carrera**

V.S Shubin (1977) señala que la longitud mínima de carrera debe ser pequeña en comparación al pedazo saliente. Su fórmula es la siguiente:

$$e = 0.06A^{0.85} \quad \text{Ecuación 4}$$

- **Forma de la boca de la trituradora**

Emilio Blanco señala que la boca de la trituradora suele ser cuadrada o rectangular siendo el largo de la boca entre 1 y 1,5 veces el ancho.

- **Altura de la pared delantera de la trituradora**

Se determina por la fórmula:

$$H = \frac{A-e}{\tan\varphi} \quad \text{Ecuación 5}$$

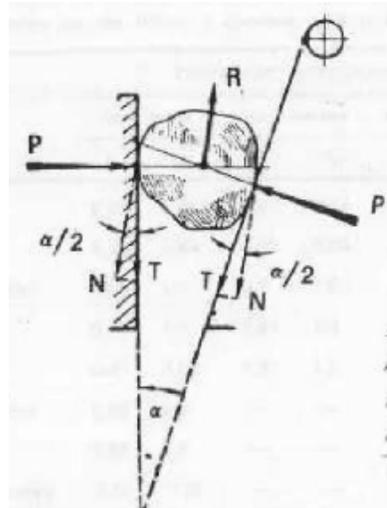
(Shubin, 1977, pág. 15)

- **Ángulo de sujeción**

V.S Shubin (1977) considera el ángulo de sujeción como un parámetro muy importante para el diseño de las máquinas trituradoras de mandíbulas. El material se tritura como resultado de la compresión de este con dos mandíbulas que se acercan entre sí.

Figura 2.

Esquema para determinar el ángulo de sujeción en la trituradora de mandíbulas.



Nota. Adaptado de Diseño de maquinaria industrial, Tomo 4, V.C Shubin

En el pedazo de material comprimido entre las dos mandíbulas actúa la fuerza de empuje R, que es la resultante de las fuerzas de compresión P y de retención N que son proyecciones de las fuerzas de fricción T en el eje paralelo a la dirección de la fuerza R

$$N = T \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad \text{Ecuación 6}$$

En el pedazo también actúa la fuerza del peso, pero en comparación con las otras fuerzas es muy pequeña y se puede prescindir de la misma.

La fuerza de fricción:

$$T = Pf \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde f=coeficiente de fricción del material del pedazo sobre la superficie de la mandíbula

Después de sustituir obtenemos

$$N = Pf \cos \frac{\alpha}{2} \quad \text{Ecuación 8}$$

Los pedazos de material se quedan en la boca del triturador si

$$2N \geq R$$
$$2Pf \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2Pfsen \frac{\alpha}{2} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde

$$f \geq tg \frac{\alpha}{2} \quad \text{Ecuación 10}$$

El coeficiente de fricción "f" con frecuencia se expresa a través del ángulo de fricción φ es decir

$$f = tg\varphi \quad \text{Ecuación 11}$$

Entonces

$$tg\varphi \geq tg \frac{\alpha}{2} \quad \text{Ecuación 12}$$

Por tanto, el ángulo de sujeción de la trituradora es menor que el doble del ángulo de fricción

V.S Shubin (1977) muestra que si α es mayor que el doble del ángulo de fricción entonces los pedazos del material, al ser comprimidos entre las mandíbulas saldrán despedidos de la boca de la trituradora y esto no solo evita que se rompa el material, sino que resulta peligroso para el personal de servicio que se encuentre próximo al equipo

Si α es menor que el doble del ángulo de fricción disminuye el grado de trituración que se puede obtener en la trituradora de mandíbula

El ángulo de fricción se determina de manera experimental, para la mayoría de los minerales se toma igual a 15-25°

- **Razón de reducción**

Según Flsmidth Operation & Maintenance (2020) La relación de reducción nos indica el grado de reducción que sufre un material bajo la acción de una máquina.

Ante la dificultad que representa la determinación de la mayor dimensión tanto en alimentación como es descarga, normalmente se usa un concepto modificado de razón de reducción, el cual se denomina Razón de Reducción del 80%, cuya fórmula es:

$$\text{Razón de reducción} = \frac{F_{80}}{P_{80}} \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde:

F80 = Abertura de la malla que deja pasar el 80% de la alimentación.

P80 = Abertura de la malla que deja pasar el 80% de la descarga.

- **Velocidad de operación**

Según Flsmidth Operation & Maintenance (2020) define velocidad de operación por “El número de vueltas del eje de transmisión, determina el número de impactos que recibirá la roca en un determinado lapso de tiempo. Este valor también estará condicionado a la dimensión de la abertura de salida en la garganta de la trituradora y el tamaño del área de alimentación”

Su fórmula es la siguiente:

$$n_{op} = 280e^{(-0.212A^3)} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde:

nop = velocidad angular (RPM)

A = Amplitud de la boca de la trituradora

e: Longitud mínima de carrera

- **Capacidad de producción**

La capacidad de una trituradora se refiere a la cantidad de volumen o masa de material triturado que produciría por unidad de tiempo de operación. Su unidad de medida es t/h.

- **Potencia requerida**

La potencia requerida para triturar el material se presenta con la siguiente fórmula

$$W_B = K * W_i * \frac{C}{\Omega} \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right) * F_S \quad \text{Ecuación 15}$$

K: Factor de Bond (proceso de trituración=10 $\mu\text{m}^{1/2}$)

W_i : Índice de trabajo de Bond

C: Capacidad de la trituradora (Ton/hr)

Ω : eficiencia estimada del motor

D_{80} y d_{80} son las dimensiones de salida y de alimentación respectivamente en micras

F_S : Factor de seguridad

(Blanco,sf, pág. 3)

- **Índice de Bond**

El índice de bond se define como:

“El consumo energético específico en kWh/t necesario para reducir el material desde un tamaño suficientemente grande (teóricamente infinito) hasta un tamaño de 100 micras, y según el propio Bond sería un parámetro de conminución que expresa la resistencia del material ante las operaciones de trituración y molienda.” (Bond, 1961, citado por Alisa Lamorú Urgellés, 2012)

Tabla 1.

Valor del índice de bond para diferentes materiales

Summary of results from Bond crushability

Rock types	Bond crushability test		Very Hard	Maximum	Averag
	Sample	W_i (kWh/t)			
Acid rocks	1	12.25	Trap Rock	38.79	29.75
	2	15.20	Gabbro Rock	41.21	24.68
	3	6.90	Trap Rock	37.84	30.99
	4	9.41	Quartzite	24.51	19.81
Copper ores	1	19.73	Granite (Fine Grain)	28.44	20.76
	2	13.48			
	3	12.32	Hard		
	4	12.67	Lead-Zinc	21.14	13.37
	5	4.74	Limestone	22.27	15.82
Iron ores	1	7.19	Granite	18.10	13.68
	2	4.05	Granite	22.06	16.76
Limestones	1	8.03	Marble	19.71	13.47
	2	8.07			
	3	7.18	Medium		
	4	4.95	Copper Ore	12.23	8.01
	5	14.90	Andesite	14.19	9.12
Bauxites	1	10.44	Granite (Large Grain)	19.38	10.33
	2	11.98	Copper Ore	18.77	10.15
	3	4.88	Marble	18.65	9.40
	4	7.56	Magnetite	18.13	9.38
	5	9.80			
	6	5.98	Soft		
Coals	1	7.04	Limestone	9.00	4.87
	2	3.55	Iron Ore	8.30	4.73
	3	5.72	Shale	8.44	6.07
			Bauxite	15.62	6.22
			Bauxite Clay	10.49	5.79

Laboratory 1 Samples of 25 materials have been collected for testing, which include several samples of limestones, bauxites, acid and basic rocks, as well as coals.

Laboratory 2 Two W.I. are recorded: The maximum W.I. and the average W.I. of the samples tested.

Nota. 911 metalurgist.com, bond impact crushing work index

5.4.4. Elementos de transmisión

Motor Diésel

Para la puesta en marcha de la trituradora de mandíbulas de excéntrica, se puede utilizar tanto un motor eléctrico como a combustión. Para esta aplicación se utiliza un motor diésel debido a que se emplea en lugares donde no hay acceso a energía eléctrica.

Según Pacheco (2007) “El motor diésel es un motor térmico de combustión interna en el cual el encendido se logra por la temperatura elevada producto de la compresión del aire en el interior del cilindro. Funciona mediante la ignición de la mezcla aire-gas sin chispa.” (pág. 5)

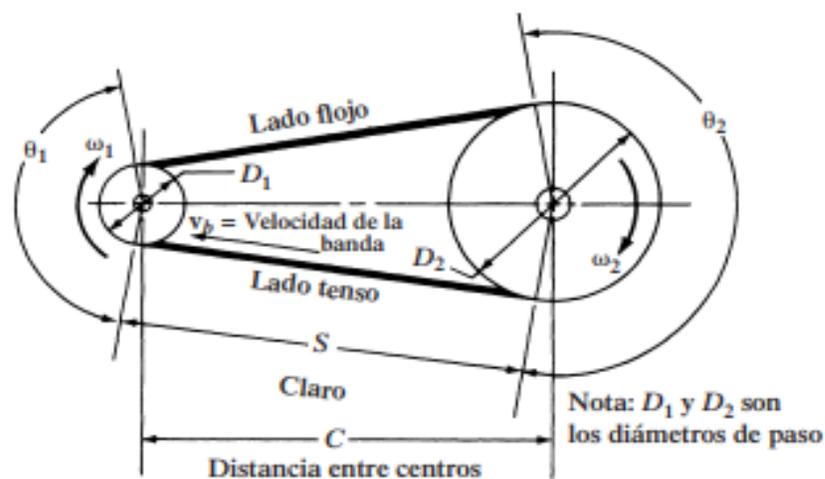
Pacheco (2007) describe su funcionamiento, primeramente, la temperatura que inicia la combustión procede de la elevación de presión que se produce en la compresión. El combustible se inyecta en la parte superior de la cámara de compresión a gran presión, se atomiza y se mezcla con el aire a alta temperatura y presión. La mezcla se quema muy rápidamente ocasionando que el gas contenido en la cámara se expanda, impulsando el pistón hacia abajo. La biela transmite este movimiento al cigüeñal, al que hace girar, transformando el movimiento lineal del pistón en un movimiento de rotación.

Bandas trapezoidales

Un tipo de banda muy usado, en especial en transmisiones industriales y en aplicaciones vehiculares, es el accionamiento con bandas en V. La forma en V hace que la banda se acufie firmemente en la ranura, lo cual incrementa la fricción y permite la transmisión de grandes pares torsionales sin que exista deslizamiento.

Figura 3.

Arreglo básico de los elementos de una transmisión por bandas



Nota: Adaptado *Diseño de elementos de máquinas*, Robert L. Mott, Transmisión por bandas y por cadenas.

(Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2006) presenta las observaciones más importantes de una transmisión por bandas:

1. La polea, con una o varias ranuras circunferenciales donde se apoya la banda, se llama polea acanalada.

2. El tamaño de una polea se indica con su diámetro de paso, que es un poco menor que su diámetro exterior.

3. La relación de velocidades de las poleas motriz y conducida es inversamente proporcional a la relación de los diámetros de paso. Esto es consecuencia de la observación de que allí no existe deslizamiento (bajo cargas normales). Así, la velocidad lineal de la línea de paso en ambas poleas es igual a la velocidad de la banda v_b . Entonces:

$$v_b = R_1 w_1 = R_2 w_2 \quad \text{Ecuación 16}$$

O

$$v_b = \frac{D_1 w_1}{2} = \frac{D_2 w_2}{2} \quad \text{Ecuación 17}$$

Por tanto, la relación de velocidades angulares es

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad \text{Ecuación 18}$$

4. Las relaciones entre la longitud de paso L , la distancia entre centros C y los diámetros de las poleas son:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad \text{Ecuación 20}$$

$$B = 4L - 6.28(D_2 + D_1) \quad \text{Ecuación 21}$$

El ángulo de contacto de la banda en cada polea es

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad \text{Ecuación 22}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad \text{Ecuación 23}$$

Estos ángulos son importantes porque la capacidad de las bandas comerciales se evalúa con un ángulo de contacto, supuesto, de 180° . Eso sólo sucede si la relación de reducción es 1 (sin cambio de velocidad). El ángulo de contacto en la menor de las dos poleas siempre será menor que 180° , y baja su capacidad de transmisión de potencia.

El intervalo de distancia entre centros es;

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1) \quad \text{Ecuación 24}$$

El esfuerzo total máximo se presenta donde la banda entra a la polea menor, y donde el esfuerzo de flexión es parte mayor. Por lo anterior, existen diámetros de polea mínimos recomendados para las bandas normales. El uso de poleas menores reduce en forma drástica la duración de las bandas

Árboles y cojinetes

Según Nicolas Waganoff (1956)

“Los árboles de la trituradora se fabrican con aceros de alta calidad: al cromo níquel, molibdeno o vanadio. La excentricidad del excéntrico del árbol principal, según las dimensiones de la trituradora, oscila entre 10 y 30 mm. Los cojinetes de fricción utilizados para suspender la biela y la mandíbula y los usados como soportes del árbol principal, deben tener abundante lubricación. Los materiales más adecuados para la fabricación de cojinetes son el bronce fosforado y el metal blanco duro.” (Pág, 40)

Ubicaciones críticas del eje

No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Según Budynas (2008) “Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flector es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo.” (pág. 354)

La mayoría de los ejes transmiten el par de torsión sólo a través de una parte de ellos. De manera típica, el par de torsión entra al eje por un engranaje y sale del eje por otro engranaje. Un diagrama de cuerpo libre del eje permite determinar el par de torsión en cualquier sección.

El esfuerzo cortante debido a la torsión será mayor en superficies exteriores. Los momentos flectores sobre un eje pueden determinarse mediante diagramas de cortante y momento flector. Los momentos resultantes se obtienen al sumar momentos como vectores en los puntos de interés a lo largo del eje. El ángulo de fase de los momentos no es importante puesto que el eje gira.

Los esfuerzos axiales sobre los ejes, debidos a componentes axiales transmitidos a través de engranes helicoidales o cojinetes ahusados de rodillo, casi siempre son despreciables en comparación con el esfuerzo de momento flexionante.

Esfuerzos en ejes

Según Budynas (2008) indica que los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como en alternantes. Para el análisis es posible combinar los diferentes tipos de esfuerzos utilizando los esfuerzos de von Mises alternantes y medios. Algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones específicamente para aplicaciones de ejes.

Cuando se combinan los esfuerzos de torsión, flexión y axial de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ecuación 28}$$

Estos esfuerzos medios y alternantes equivalentes pueden evaluarse usando el criterio de falla más común

ED-ASME elíptica

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ecuación 35}$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación 36}$$

Para verificar la fluencia, este esfuerzo máximo de von Mises se compara con la resistencia a la fluencia.

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \quad \text{Ecuación 40}$$

5.4.5. Soldadura

Soldadura con arco eléctrico

Según Montajes soluciones ingeniería, (2018) “La técnica de soldadura por Arco eléctrico consiste en la fusión de un metal a temperatura elevada por empleo de una diferencia de potencial y valor de intensidad de corriente eléctrica determinado.”

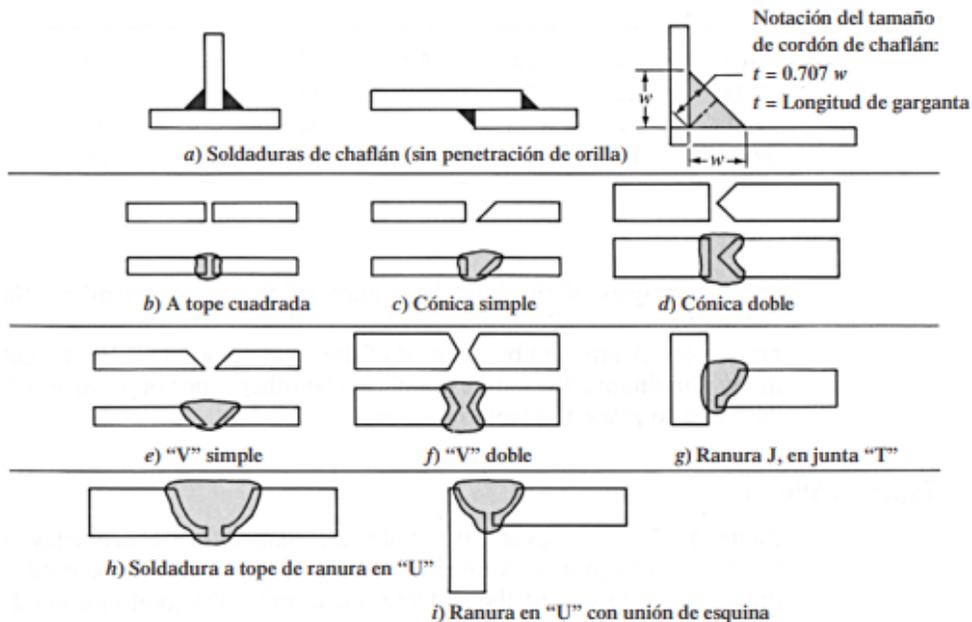
Por medio de esta diferencia de potencial el aire se ioniza y los electrones son transportados a través de los electrodos y la pieza a soldar. El calor generado funde tanto el material base y el material de aporte el cual se deposita y crea el denominado cordón de soldadura. Los electrodos son conocidos también como *material de Aporte*, se encuentran revestidos de una sustancia no metálica cuya composición química es muy variada (Celulosa, Óxido de Titanio, Carbonato de Calcio y Fluoruro de Calcio).

Tipos de soldadura

La **figura 4** muestra varios tipos de soldaduras, cuyos nombres provienen de la geometría de las orillas de las partes que se van a unir.

Figura 4.

Algunos tipos de soldadura, con su preparación de orillas



Nota: Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas*, Robert L. Mott. Uniones soldadas

Según Mott (2006) Los cinco tipos de soldadura de ranura en la figura se hacen con cordones de penetración completa. Para las soldaduras a tope, la soldadura es más resistente que los metales originales y no se necesitan más análisis. Las soldaduras de chaflán son hechas en forma de triángulos rectángulos de catetos iguales y el tamaño de la soldadura es la longitud del cateto. Una soldadura de chaflán con carga de cortante tiende a fallar a lo largo de la dimensión menor del cordón, que es la línea que va de la raíz del cordón hasta la cara teórica del mismo, en dirección perpendicular a esa cara. La longitud de esa línea es igual a $0.707w$, donde w la dimensión del cateto o del lado. Los objetivos del diseño de una unión con chaflán son especificar la longitud de los lados del chaflán, la distribución y la longitud de la soldadura.

La **tabla 2** contiene datos sobre el esfuerzo cortante admisible y la fuerza admisible por pulgada, para algunas combinaciones de metal base y electrodo de soldadura. En general, las cantidades admisibles para las estructuras de edificios son para cargas continuas. Los valores para cargas de puentes consideran los efectos cíclicos. (Mott, 2006)

Tabla 2.

Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldadura

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
<i>Estructuras de edificios:</i>			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
<i>Estructuras de puentes</i>			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Nota: Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas*, Robert L. Mott, Uniones soldadas.

VI. Hipótesis y Variables

6.1. Hipótesis

Los resultados de los cálculos de diseño de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica permiten su posterior implementación para minería artesanal en la comunidad de los colorados, San Juan de Limay, Estelí. Con la finalidad de triturar cuarzo para la extracción del oro, con una capacidad de 0.5 ton/hr. Permitiendo así la reducción de tamaño adecuado para las etapas de molienda y separación del mineral.

6.2. Variables

6.2.1. Independiente

Capacidad de producción: La capacidad de producción es la cantidad de producto que es capaz de evacuar en la unidad de tiempo, su unidad de medida es t/h. Ligado a los parámetros físicos de diseño del equipo, a su forma de trabajo y r.p.m. Está descrito en diversas tablas y gráficos en los catálogos de los diferentes fabricantes, pero todos tienen un fundamento básico común. Este se corresponde con el estudio teórico del funcionamiento del equipo que se basa en la capacidad de la máquina de evacuar el último prisma teórico formado, por comparación con la velocidad de rotación del volante y su equivalente el movimiento de oscilación o vaivén de las mandíbulas

Relación de reducción: Se le conoce como relación de reducción al cociente entre el tamaño máximo del material suministrado a la trituradora de mandíbulas entre el tamaño al que se requiere reducir el material en la salida. Está comprendido entre 4 y 8 normalmente, siendo el valor de trabajo habitual una relación de 4 o 5.

Índice de Bond: Se define como el n° de kW/h, por tonelada corta, necesarios para reducir un material de dimensión infinita (teóricamente) a un tamaño d_{80} de 100 μm . Este índice nos indica la capacidad de los materiales de ser fragmentados y se obtiene a través de ensayos sobre muestras.

Esta ley cubre de forma adecuada el vacío de las otras leyes ($d > 74 \mu\text{m}$, $D < 10 \text{ cm}$).

6.2.2. Dependientes

Potencia: Es la cantidad de trabajo que se realiza por unidad de tiempo, puede asociarse a la velocidad de un cambio de energía dentro de un sistema, o al tiempo que demora la concreción de un trabajo.

Velocidad de operación: Está definida por el número de vueltas del eje de transmisión, determina el número de impactos que recibirá la roca en un determinado lapso de tiempo. Este valor también estará condicionado a la dimensión de la abertura de salida en la garganta de la trituradora y el tamaño del área de alimentación.

Dimensiones cámara de trituración: La cámara de trituración es el volumen comprendido entre las dos mandíbulas y los límites laterales formando una figura cónica con las bases en forma de rectángulo. El diseño de las mandíbulas, rectas o curvadas condiciona el volumen y la forma de trabajo del equipo.

VII. Diseño metodológico

7.1. Alcance

El alcance del presente tema monográfico es realizar el diseño y cálculo de una máquina trituradora de mandíbula de eje excéntrico utilizada para minería artesanal en la comunidad de Los Colorados, San Juan de Limay, Estelí. Se emplea en la trituración de cuarzo con una capacidad de 0.5 ton/h, proporcionando así la reducción de tamaño adecuado del material para sus posteriores etapas de molienda y separación.

7.2. Tipo de investigación

Según Sampieri (2014) La investigación descriptiva busca especificar las propiedades, las características y los perfiles de personas, grupos, comunidades, procesos, objetos o cualquier otro fenómeno que se someta a un análisis. Los estudios descriptivos son útiles para mostrar con precisión los ángulos o dimensiones de un fenómeno, suceso, comunidad, contexto o situación.

Esta investigación es de índole descriptivo porque conlleva a investigar y describir los fenómenos presentes en nuestro estudio, puesto que se realizan los cálculos necesarios para diseñar una máquina trituradora de mandíbulas de eje excéntrico, además de sus respectivos planos de fabricación de piezas como una propuesta para sustituir los métodos manuales utilizados en la minería artesanal por formas más productivas para triturar minerales. Enfocado principalmente en la comunidad de los Colorados, San Juan de Limay, Estelí por ser un sector donde se practica, en gran medida, esta actividad económica.

7.3. Universo

La investigación está dirigida a las personas de la comunidad de Los Colorados, municipio de San Juan de Limay, Estelí, que se dedican a la minería artesanal. Según el Ministerio de Salud de Nicaragua (2023), el municipio de San Juan de Limay cuenta con una población estimada

para el año 2023 de 15,194 de habitantes y una densidad de población de 36 habitantes por Km², el 50.6% de la población es masculina, el 37.3% es menor de 20 años.

7.4. Población

Nuestra población comprende a todas aquellas personas que se dedican al sector de minería artesanal, ubicado en la Comunidad de los Colorados, municipio de San Juan de Limay, Estelí.

7.5. Muestra:

Se presenta el diseño mecánico de una trituradora de mandíbula de excéntrica en la comunidad de los Colorados dirigido a un total de 15 personas que están interesadas en extraer oro de manera artesanal. Este proyecto mejorará la etapa de reducción del material, aumentando la producción.

7.6. Diseño de la investigación

Según Sampieri (2014) el término experimento tiene dos acepciones. La general referente para elegir o realizar una acción y luego observar sus consecuencias. Mientras que la particular se refiere a un estudio en el que se manipulan intencionalmente una o más variables independientes para analizar las consecuencias que la manipulación tiene sobre una o más variables dependientes (pág. 129)

El tipo de investigación se considera de carácter experimental, puesto que parte de una o más variables independientes seleccionadas según los parámetros de funcionamiento que requiere el equipo, para obtener los demás datos necesarios para diseñar correctamente la máquina de trituración. Además, se analizan los resultados por medio de una simulación para validar el diseño utilizando el software SolidWorks.

7.7. Tipo de enfoque

Según Cortés e Iglesias (2004) el enfoque cuantitativo

“Toma como centro de su proceso de investigación a las mediciones numéricas, utiliza la observación del proceso en forma de recolección de datos y los analiza para llegar a responder sus preguntas de investigación. Utiliza la recolección, la medición de parámetros, la obtención de frecuencias y estadígrafos de la población que investiga para llegar a probar las Hipótesis establecidas previamente.” (pág. 10)

Se considera de carácter cuantitativo debido a que se utilizan fórmulas matemáticas para calcular y determinar las dimensiones de los diferentes componentes de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica.

7.8. Técnica de recopilación de datos.

Los datos se obtienen de diferentes fuentes bibliográficas como: Libros, catálogos, informes, páginas web que describen el proceso de diseño y selección de los componentes mecánicos de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica.

7.9. Técnica para el procesamiento de información

Los resultados de los cálculos de diseño de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica se presentan mediante una memoria de cálculo, posteriormente se elaboraron dibujos de fabricación de piezas y una simulación del mismo mecanismo con el método de elementos finitos que implementa SolidWorks.

VIII. Capítulo I: Diseño y cálculo de los componentes de la trituradora de mandíbulas de excéntrica

En el presente capítulo se detalla la metodología de cálculo empleada para dimensionar cada elemento de la trituradora de mandíbulas de excéntrica. Durante este proceso se seleccionan los materiales adecuados para cada componente considerando sus propiedades mecánicas y asegurando que sean capaces de soportar las cargas y condiciones a los cuales estará sometido durante su funcionamiento.

8.1. Selección de datos

Se requiere diseñar y calcular los diferentes elementos de una máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica utilizada en la minería artesanal para la trituración de cuarzo. Esta máquina tiene como función reducir el tamaño de este material para facilitar la etapa de molienda y separación. A continuación, se presentan los datos seleccionados para su diseño de modo que logre cumplir con su función adecuadamente:

- **Material a triturar:** El material a triturar es cuarzo. Su resistencia ante la trituración se determina mediante el valor del índice de Bond correspondiente al cuarzo. **(Ver Capítulo 5. Tabla 1)**
- **Capacidad de trituración:** La minería artesanal se enfoca a la producción a pequeña escala por lo tanto se diseña la trituradora para una capacidad de producción de 0.5 ton/hr.
- **Relación de reducción:** La trituradora debe ser capaz de triturar cuarzo desde 4" a 1/2" con una relación de reducción de 8. Se considera el rango de tamaño adecuado para preparar el material en la etapa de molienda y separación.
- **Jornadas laborales:** La máquina trituradora se diseña para soportar jornadas laborales que varían entre 6 y 15 horas diarias.

8.2. Parámetros para el diseño de la trituradora

En esta sección se presentan los cálculos de los principales parámetros de funcionamiento de la trituradora de mandíbulas excéntrica para garantizar su operación óptima y rendimiento en la reducción de tamaño del material.

8.2.1. Relación de reducción

Para trituración media. El tamaño de alimentación es 4" y el tamaño de la salida es de 1/2". Por tanto, su relación de reducción es:

$$R = \frac{D_{alimentación}}{D_{producto}}$$
$$R = \frac{4''}{1/2''} = 8$$

8.2.2. Ancho de la boca de la trituradora

Se toma generalmente entre un 15-20% mayor que los pedazos máximos del material inicial:

$$A = (1.15 - 1.2)D_{alimentación}$$

Se selecciona 1.2

$$A = (1.2) * 4 = 4.8'' \approx 122 \text{ mm}$$

8.2.3. Largo de la boca de la trituradora

Por lo general este valor se encuentra entre 1 y 1.5 veces el ancho.

$$L = (1.28) * A = 1.28 * 122 \text{ mm} \approx 156 \text{ mm}$$

8.2.4. Ángulo de las mandíbulas

Normalmente el ángulo de las mandíbulas es inferior a 26° para que la roca no salga despedida en dirección contraria a la circulación del material.

$$\varphi = 20^\circ$$

8.2.5. Longitud mínima de carrera

La longitud mínima de carrera debe ser igual al tamaño mínimo del material del cuarzo.

Por lo tanto:

$$e = 12.7\text{mm}$$

8.2.6. Altura de las mandíbulas

Se determina la altura de la mandíbula fija mediante la siguiente ecuación.

$$H = \frac{A - e}{\tan\varphi}$$
$$H = \frac{122\text{ mm} - 12.7\text{ mm}}{\tan 20} = 300\text{ mm}$$

8.2.7. Recorrido

Es la oscilación de la mandíbula en su parte inferior. Este valor se toma generalmente desde 0.005 hasta 0.03 m utilizando los valores menores para trituradoras pequeñas. (Shubin, 1977, pág. 13). Se selecciona 0.01 m

8.2.8. Velocidad de operación

Velocidad a la que gira el eje dada en revoluciones por minuto, se calcula con la siguiente ecuación:

$$n_{op} = 280e^{(-0.212 \cdot A^3)} \pm 20\%$$
$$n_{op} = 280(12.7 \times 10^{-3})^{(-0.212 \cdot 0.122^3)} \pm 20\%$$
$$n_{op} = 280.47 \pm 56.1$$

Se selecciona 300 rpm

8.2.9. Excentricidad del eje

Según (Waganoff, 1956) La excentricidad del eje oscila entre 10 y 30 mm lo cual depende de las dimensiones de la trituradora.

Al ser una trituradora de pequeña capacidad y dimensiones. Se selecciona 10 mm de excentricidad.

8.2.10. Potencia requerida

La potencia requerida se calcula mediante la ecuación de bond:

$$W_B = K * W_i * \frac{C}{\Omega} \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right)$$

K: Factor de Bond (proceso de trituración=10 $\mu\text{m}^{1/2}$)

W_i : Índice de trabajo de Bond 19.81 [Kw-hor/ton] para quartzita (**Ver Capítulo 5. Tabla 1**)

C: Capacidad de trituración (Ton/hr)

Ω : Eficiencia estimada del motor.

D_{80} y d_{80} : Dimensiones de salida y de alimentación respectivamente en micras.

$$W_B = 10 * 19.81 * \frac{0.5}{0.25} \left(\frac{1}{\sqrt{12700}} - \frac{1}{\sqrt{101600}} \right) = 2.3 \text{ Kw} \approx 3 \text{ kw}$$

8.2.10.1. Elección de motor de combustión

Para esta aplicación se utiliza un motor diésel debido a que ofrece la ventaja de funcionar en entornos remotos donde se dificulta el acceso a la energía eléctrica. Proporcionando flexibilidad y facilidad de operación.

El motor seleccionado es Lombardini 15LD 400. Sus curvas características se presentan en su ficha técnica. (**Ver Anexos I, fig, 37**). Para una potencia de 3kw o 4.02 hp, la velocidad

angular es de 1600 rpm, por tanto, es necesario utilizar un sistema de reducción por bandas para ajustar la velocidad de salida a su valor requerido.

8.3. Cálculo de transmisión por bandas

Para garantizar la velocidad óptima de operación de la trituradora de mandíbulas de excéntrica es necesario utilizar un sistema de transmisión por banda que permita reducir la velocidad de 1600 rpm a 300 rpm. Este sistema consta de una polea motriz en el eje del motor conectada mediante una banda trapezoidal a una polea conducida en el eje de la trituradora.

8.3.1. Relación de transmisión

Relación entre la velocidad de salida del motor y la velocidad de entrada del eje excéntrico.

- Velocidad inicial: 1600 rpm
- Velocidad final: 300 rpm

$$R = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1600}{300} = 5.33$$

8.3.2. Factor de servicio

Para una trituradora de mandíbulas y un tipo de servicio normal que comprende entre 12 a 18 horas laborales. (**Ver anexos I, tabla 15**). El factor de servicio es de:

$$F_s = 1.6$$

8.3.3. Potencia de diseño

Se calcula multiplicando la potencia del motor por el factor de servicio. Por tanto, la potencia de diseño es:

$$P_d = 1.6 * 4.02hp = 6.432 hp$$

8.3.4. Elección del tipo de banda

Según la gráfica para seleccionar el tipo o perfil de la correa (**Ver anexos I. Fig. 38**), para una potencia de diseño de 6.432 hp y una velocidad del motor de 1600 rpm. Se recomienda utilizar bandas 3V o 3VX.

Tipo de banda seleccionada: 3V

8.3.5. Velocidad de banda

Las poleas pueden girar a un máximo de velocidad según el material en el que se fabriquen. Según el catálogo Intermec (2013, pág. 9) para fundición gris la velocidad máxima es de 33 m/s o 6496 ft/min.

Por otro lado si la velocidad de banda es menor a 1000 ft/min se debe considerar un tipo alterno de transmisión como los engranajes o cadenas. (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. 273). Para esta aplicación se selecciona una velocidad de banda de 2000 ft/min

La velocidad de banda se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$V_b = \frac{\pi D_1 n_1}{12} \text{ ft/min}$$

Donde

D_1 = Diámetro de la polea motriz en pulgadas

n_1 = Velocidad del motor en rpm

El diámetro necesario para que la velocidad de banda sea de 2000 ft/min es

$$D_1 = \frac{12V_b}{\pi n_1}$$

$$D_1 = \frac{12 * 2000 \text{ ft/min}}{\pi * 1600 \text{ rpm}} = 4.8 \text{ in}$$

8.3.6. Seleccionar diámetros de las poleas

En la **tabla 3** se representan los diámetros de poleas estándar junto con su velocidad de salida para una relación de transmisión de 5.33. De forma que se escogen el par de poleas cuya polea motriz se aproxime a 4.8 in con una velocidad de salida cercana a 300 rpm.

Se selecciona:

Diámetro de polea motriz

$$D_1 = 4.7 \text{ plg}$$

Diámetro de polea conducida

$$D_2 = 25 \text{ plg}$$

Tabla 3.

Resultados de cálculos para diámetros estandarizados de polea motriz y conducida

Diámetros tentativos estandarizados			
D-1 estandar	Relacion*D1	D-2 estandar	velocidad salida
6.7	35.6	33.5	320
6.5	34.6	33.5	310
6.3	33.5	33.5	301
6	31.9	33.5	287
5.6	29.8	33.5	267
5.3	28.2	25	339
5.1	27.1	25	326
5	26.6	25	320
4.7	25.0	25	300.80
4.5	23.9	25	288
4.3	22.9	25	275
4.2	22.3	25	269
3.9	20.7	19	328
3.6	19.1	19	303
3.3	17.6	19	278

Nota: Datos de velocidad de salida, diámetros estandarizados de polea motriz y conducida para una relación de transmisión de 5.33. Fuente: Elaboración Propia

8.3.7. Calcular velocidad de salida

Una vez obtenido los diámetros estándar de la polea conductora y conducida, se recalcula la velocidad de salida del eje excéntrico.

$$n_2 = \frac{n_1 D_1}{D_2} = \frac{1600 * 4.7''}{25''} = 300.8 \text{ rpm}$$

8.3.8. Distancia entre centros

La distancia entre centros recomendada se obtiene sumando el diámetro de la polea mayor con el de la polea menor y multiplicando el resultado por 1,5. Sin embargo, la distancia podrá ajustarse según los requerimientos del montaje hasta máximo dos veces la suma de los diámetros de las poleas y mínimo 0,7 veces. (INTERMEC S.A, 2013, pág. 24)

Recomendada

$$C = 1.5(D_1 + D_2) = 1.5(25 + 4.7) = 44.55 \text{ in}$$

Máxima

$$C = 2(D_1 + D_2) = 2(25 + 4.7) = 59.4 \text{ in}$$

Mínima

$$C = 0.7(D_1 + D_2) = 0.7(25 + 4.7) = 20.79 \text{ in}$$

Se selecciona una distancia entre centros de 26 in el cual está comprendida entre 20.79 in y 59.4 in.

8.3.9. Longitud de banda

La longitud de la banda se calcula en base al valor seleccionado de distancia entre centros con la siguiente fórmula:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4C}$$

$$L = 2(26) + 1.57(25 + 4.7) + \frac{(25 + 4.7)^2}{4(26)} = 107.11 \text{ plg}$$

Posteriormente se selecciona el valor de longitud más cercano de la tabla de longitudes de bandas estándar (**Ver anexos I. Tabla 16**).

La longitud de banda es de: 106 plg

8.3.10. Calcular distancia entre centros

Se calcula nuevamente la distancia entre centros utilizando el dato de longitud de banda seleccionado de la tabla mediante la siguiente ecuación:

$$B = 4L - 6.28(D_2 + D_1)$$

$$B = 4(106") - 6.28(25 + 4.7) = 237.484$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16}$$

$$C = \frac{237.484 + \sqrt{237.484^2 - 32(25 - 4.7)^2}}{16} = 27.83"$$

8.3.11. Ángulo de contacto

Para polea conductora

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \sin^{-1} \left[\frac{25 - 4.7}{2 * 27.83} \right] = 137.22^\circ$$

Para polea conducida

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \sin^{-1} \left[\frac{25 - 4.7}{2 * 27.83} \right] = 222.78^\circ$$

8.3.12. Cálculo de potencia por banda

8.3.12.1. Factor de corrección de ángulo de contacto C_{θ}

Este valor se obtiene mediante la siguiente relación

$$\frac{D_2 - D_1}{C} = \frac{25 \text{ in} - 4.7 \text{ in}}{27.83 \text{ in}} = 0.7$$

Con el valor calculado de 0.7, según la tabla de factor de corrección de ángulo de contacto (**Ver anexos I, Tabla 17**). Se tiene como resultado.

$$C_{\theta} = 0.89$$

8.3.12.2. Potencia nominal por banda

Según la tabla de capacidad de transmisión por canal para bandas 3V (**ver Anexos I, fig. 39**), para una polea motriz de 4.7 in o 120 mm y una velocidad de 1600 rpm, su potencia nominal por banda es de:

$$P_n = 4.75 \text{ hp}$$

Debido a la limitación del espacio operativo, la distancia entre centros es menor que la recomendada, lo que resulta en una disminución del ángulo de contacto y, por ende, reduce la capacidad de transmisión de las bandas.

Por lo tanto, con un factor de corrección de 0.89, la potencia nominal es de:

$$P_n = 4.75 \text{ hp} \times 0.89 = 4.2 \text{ hp}$$

8.3.13. Cantidad de bandas

Para obtener la cantidad de bandas necesarias se divide la potencia de diseño entre la potencia nominal por banda:

$$Z_n = \frac{P_d}{P_c} = \frac{6.432 \text{ hp}}{4.2 \text{ hp}} = 1.53$$

Para esta aplicación se requieren 2 bandas en V

8.3.14. Resumen de diseño

- Velocidad de Entrada: 1600 rpm
- Potencia de diseño: 6.432 hp
- Factor de servicio: 1.6
- Banda: Sección 3V, 106" de longitud, 2 bandas
- Poleas Motriz: 4.7" de diámetro,
- Polea conducida: 25" de diámetro
- Velocidad de salida: 300.8 rpm
- Distancia entre centros: 27.83"

8.3.15. Dimensiones de la polea

Para obtener las dimensiones tanto de la polea conducida y conductora para bandas 3V se utiliza el catálogo Intermecc (2013) de productos mecánicos para transmisión de potencia. También proporciona datos sobre el sistema de fijación, bujes QD el cual permite montar y desmontar con facilidad las poleas, además de evitar vibraciones y desgaste en los ejes.

8.3.15.1. Polea conductora

Según las tablas del catálogo Intermecc para poleas de bandas 3V (**Ver Anexos I. Fig. 50**) para una polea de diámetro de 4.7" o 125 mm.

- Ancho de la polea (F): 27.8 mm
- Hueco máximo con cuñero estándar (d): 1 3/8" o 34.9 mm
- Material: Fundición gris
- Peso de la polea: 3 lb

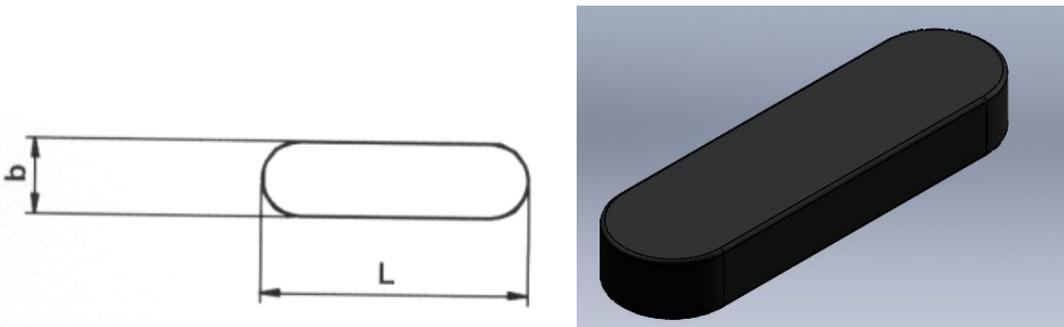
El peso de la polea se determinó después de asignar el material, también se toma en cuenta sus medidas, el peso de la polea es de 3 lb.

Según su diseño, la polea no lleva buje debido a su tamaño, se ajustará al eje a través de una cuña o chaveta fabricado de acero AISI 1045. La función de la cuña es para asegurar la conexión entre el eje del motor y la polea diseñada, evitando su deslizamiento o movimiento indeseado.

De esta manera se tiene una conexión sólida entre el eje del motor y la polea conductora, evitando el deslizamiento y permitiendo la transmisión eficiente de potencia y movimiento.

Figura 5.

Chavetas paralelas DIN 6885 para polea conductora



Nota: Elaboración propia

8.3.15.2. Polea conducida

Para una polea de diámetro de 25" o 635 mm (**Ver Anexos I. Fig. 40**)

- Ancho de la polea (F): 27.8 mm
- Referencia del buje: SF (**ver Anexos I. Fig. 41**)
- Hueco máximo con cuñero estándar (d): 2 1/4" o 57.1 mm
- Longitud del buje (L): 52mm
- Diámetro del buje (M): 120 mm
- Material: Fundición gris
- Peso de la polea: 97,26 lb

Teniendo en cuenta las medidas que esta posee, así como el tipo de material seleccionado, el peso de la polea es de 97,26lb.

A diferencia de la polea conductora, la polea conducida se le agregó buje debido a su peso, además de ofrecer varias ventajas como:

- Reducción de desgaste debido a que el buje actúa como un cojinete permitiendo un movimiento suave y reduciendo el desgaste entre la polea y el eje. Al tener un buje, se evita el contacto directo de metal-metal, lo que disminuye la fricción y prolonga la vida útil de la polea y el eje.
- El buje ayuda a mantener una alineación precisa entre lo que es el la polea y el buje. Esto es especialmente importante en la trituración, donde la polea tiene que girar de manera precisa y sin desviaciones garantizando un funcionamiento eficiente y evitar daños en los componentes de la trituradora.
- El buje permite absorción de impactos, en las trituradoras es común que se produzcan impactos y vibraciones debido al proceso de trituración. El buje contribuye a reducir el estrés y la posibilidad de fracturas o daños prematuros.

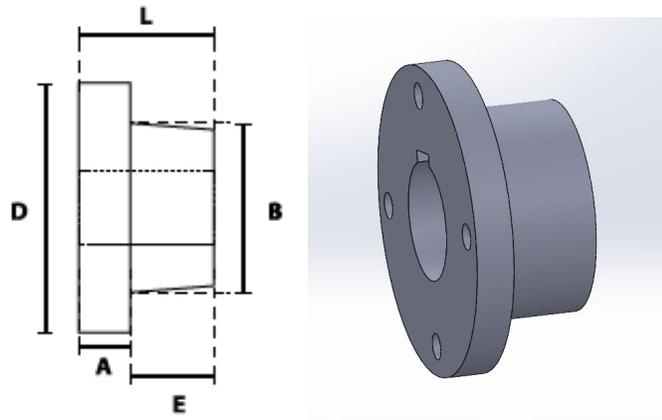
- Facilidad de mantenimiento en caso de desgaste o daño en la polea es más económico reemplazar un buje que la polea completa o el eje. El buje puede ser reemplazado de forma individual, lo que simplifica las tareas de mantenimiento y reduce el tiempo de inactividad de la trituradora.

Por las ventajas mencionadas anteriormente, el buje contribuye a un funcionamiento más eficiente y confiable de la trituradora a largo plazo.

El buje de la polea está fabricado en acero AISI 1045. Para asegurar la fijación entre la polea y el eje excéntrico, se utilizan 4 pernos M10 fabricados en acero de alta resistencia de grado 8.8.

Figura 6.

Buje de la polea conducida



Nota: Elaboración propia

8.4. Cálculo de la fuerza de trituración

Para obtener la fuerza de trituración se debe encontrar el valor del tiempo en segundos para realizar una revolución. (Blanco, pág. 12)

$$T = \frac{60}{n_1}$$

Donde

n=Velocidad angular en rpm

T=Periodo en segundos

Siendo la velocidad angular de 300.8 rpm, se tiene como resultado:

$$T = \frac{60}{300.8 \text{ rpm}} = 0.2s$$

La mandíbula sólo realiza trabajo durante medio ciclo, por lo tanto; el tiempo durante el cual se realiza trabajo es de: $t=0.1s$

Para encontrar el trabajo de trituración en N-m se utiliza la siguiente fórmula:

$$T = P * t$$

Donde P es la potencia del motor en watts y t es el tiempo en que realiza el trabajo

$$T = 3 \times 10^3 W * 0.1s = 300 N - m$$

Cuando se aplica una potencia W al eje de la excéntrica, se produce un trabajo que es igual al producto de la fuerza por el camino recorrido, por lo tanto, el trabajo realizado con una excentricidad ρ será:

$$T = F \times \rho$$

Donde:

T=Trabajo realizado por las mandíbulas (N.m)

F=Fuerza de trituración (N)

ρ =Excentricidad del eje (m)

Por lo tanto, la fuerza de trituración se calcula de la siguiente manera:

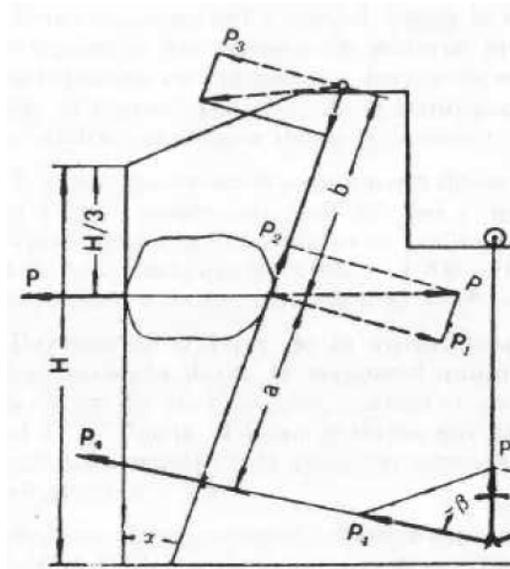
$$F = \frac{T}{\rho}$$

$$F = \frac{300 \text{ N} \cdot \text{m}}{10 \times 10^{-3} \text{ m}} = 30 \text{ kN}$$

Según (Shubin, 1977) Para las trituradoras de oscilación compleja de la mandíbula se establece que el punto de aplicación de las fuerzas resultantes y máximas durante la trituración está situado aproximadamente en una tercera parte de la altura de la cámara de trituración. La acción de las fuerzas se puede observar en la **figura 7**.

Figura 7.

Esquema de distribución de fuerzas en las piezas de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica



Nota: Adaptado de Diseño de Maquinaria Industrial. V.C shubin. Tomo 4 (Pág. 66)

Para los posteriores cálculos de las mandíbulas, eje excéntrico y biela. Se toma en cuenta las fuerzas y reacciones resultantes de las mismas.

Datos:

- Fuerza de trituración $P=30 \text{ kN}$
- Altura de las mandíbulas $H=300 \text{ mm}$

- Por lo tanto, la fuerza de trituración se localiza a 100 mm de la mandíbula fija
- Ángulo entre mandíbulas $\alpha = 20^\circ$
- $a=208.25$ mm
- $b=180.79$ mm

Cálculo Fuerza P1

$$P_1 = 30kN \times \cos \alpha$$

Siendo α el ángulo de sujeción

$$P_1 = 30kN \times \cos 20 = 28.19 kN$$

Cálculo de fuerza P2

$$P_2 = P \times \alpha$$

$$P_2 = 30kN \times \sen 20 = 10.26 kN$$

Cálculo de P3

Fuerza que ejerce sobre el eje excéntrico

$$\sum M_4 = P * a - P_3(a + b) = 0$$

Despejando P_3 :

$$P_3 = \frac{a \times P}{a + b}$$

$$P_3 = \frac{208.25 \times 30kN}{180.79 + 208.25} = 16 kN$$

Cálculo fuerza P4

Transmitida desde la biela a la mandíbula móvil

$$P_4 = \frac{b \times P}{a + b}$$

$$P_4 = \frac{180.79 \times 30kN}{208.25 + 180.79} = 13.94 kN$$

8.5. Cálculo del eje excéntrico

El eje excéntrico desempeña un papel fundamental en la trituradora de mandíbulas, ya que soporta los principales esfuerzos de flexión y torque. Además, es responsable de transmitir la potencia necesaria para el funcionamiento de la máquina trituradora.

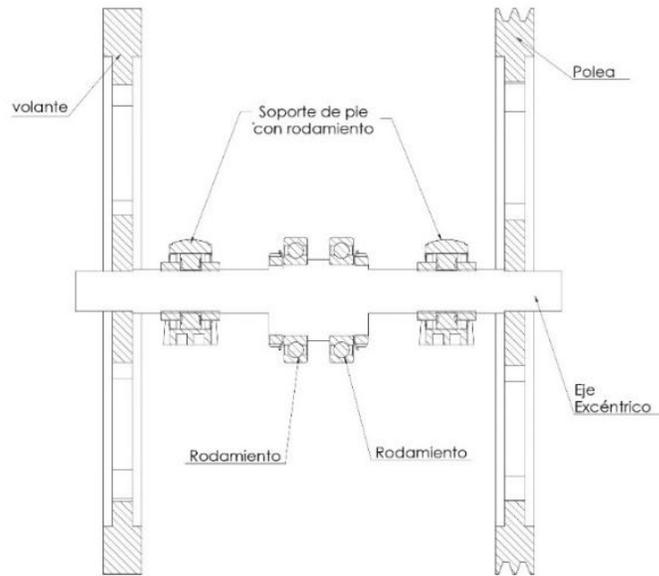
8.5.1. Cálculo de las fuerzas que actúan sobre el eje

Las fuerzas son producidas por la potencia que recibe la polea, la reacción de la fuerza de trituración, el peso de la polea y el volante de inercia. Está sostenido por un par de soportes de pie con rodamiento de bolas ubicados sobre el bastidor, y un par de rodamientos rígidos de bolas los cuales permiten la libre rotación del eje en el cuerpo de giro. **(Ver fig. 8).**

Para el cálculo del eje excéntrico, primero se determinan los elementos que lo conforman, para luego realizar los diagramas tridimensionales y bidimensionales tanto en el eje X-Y como X-Z.

Figura 8.

Elementos que componen el eje excéntrico



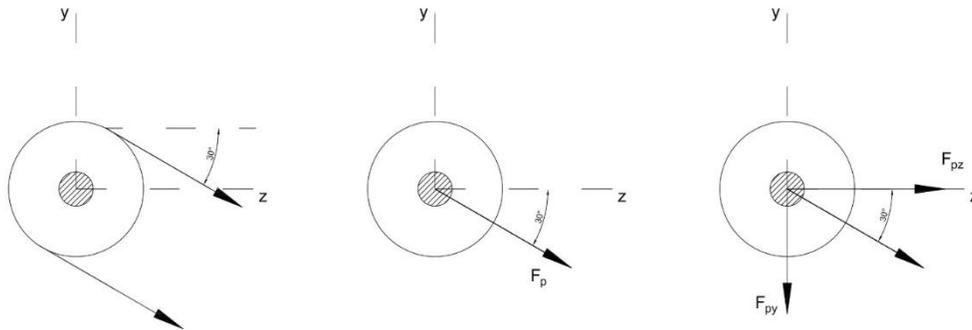
Fuente: Elaboración propia

8.5.1.1. Fuerzas en la polea

La fuerza principal que se presenta en la polea de la trituradora de mandíbulas es la fuerza de tensión ejercida en la banda que conecta la polea del motor con la polea de la trituradora. Esta fuerza de tensión permite la transferencia de energía desde el motor hacia la trituradora.

Figura 9.

Diagrama de fuerzas en la polea en "V"



Fuente: Elaboración propia

Velocidad tangencial

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$V = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi * 300.8 \text{ rpm}}{30} = 31.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Torque de la polea

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{3 \text{ kw}}{31.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 0.1 \text{ kN} - \text{m}$$

Fuerza de la polea

$$F_p = \frac{3000T}{D} = \frac{3000 * 0.1 \text{ kN} - \text{m}}{635} = 0.47 \text{ kN}$$

Componentes de la fuerza

$$F_{pz} = F \cos \theta = 0.47 \text{ kN} * \cos 30^\circ = 0.407 \text{ kN}$$

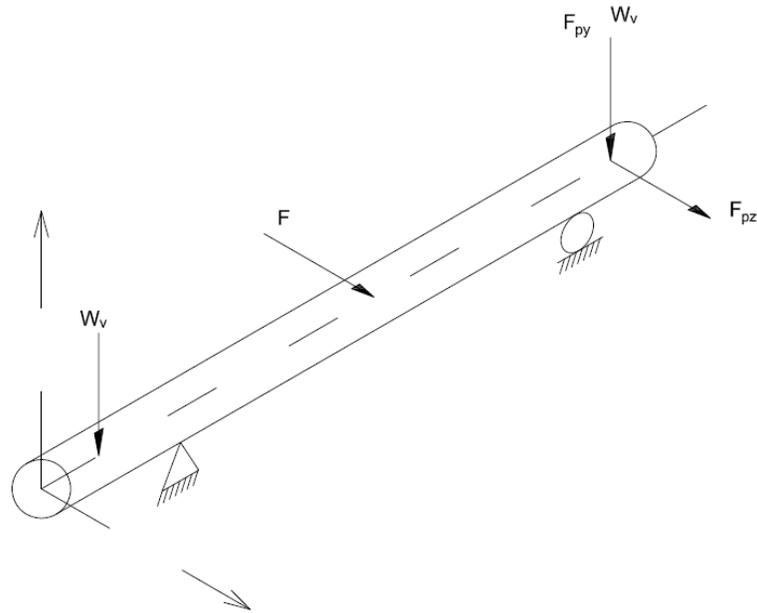
$$F_{py} = F \sin \theta = 0.47 \text{ kN} * \sin 30^\circ = 0.235 \text{ kN}$$

8.5.2. Diagrama de fuerzas

Los resultados de las fuerzas y componentes se representan en los planos X-Y y X-Z. Se analiza el efecto del esfuerzo cortante y momento flector.

Figura 10.

Diagrama de fuerzas del eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas, en los planos XYZ



Fuente: Elaboración propia

Siendo:

F_e =Fuerza que ejerce sobre el eje (16 kN)

$W_v=W_p$ =Peso del volante de inercia y la polea respectivamente (0.43 kN)

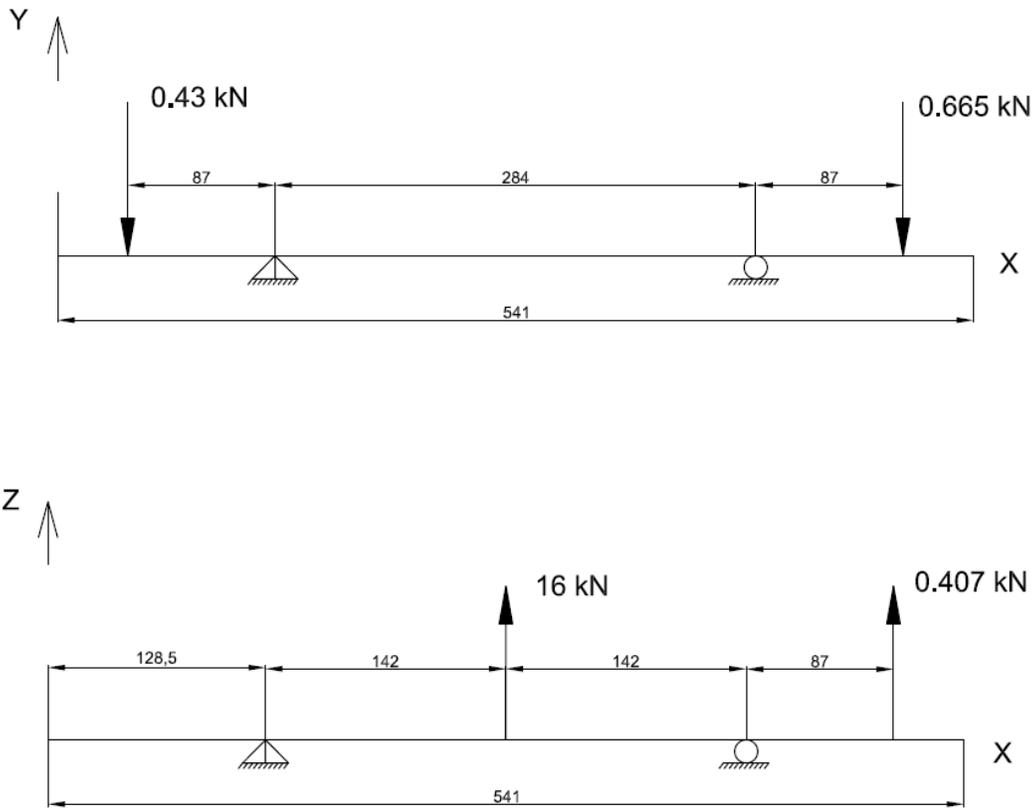
F_{py} = La componente en Y de la fuerza de la polea (0.235 kN)

F_{pz} = La componente en Z de la fuerza de la polea (0.407 kN)

En la **figura 11** se presenta los planos bidimensionales XZ y XY junto con las cargas, apoyos y distancias propuestas

Figura 11.

Diagrama de fuerza del eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas para los ejes XZ y XY



Fuente: Elaboración propia

Utilizando el programa MD Solid, se muestran las gráficas de cortante y momento flector para los planos X-Y y X-Z (ver anexos I, fig. 42-43) de los cuales se obtiene la fuerza cortante y el momento flector máximo para cada gráfica.

8.5.2.1. Momento flector

$$M_{xz} = -1.12 \text{ kN} - m$$

$$M_{xy} = -0.058 \text{ kN} - m$$

Por la tanto el momento máximo

$$M_{max} = \sqrt{(-0.058 \text{ kN} - m)^2 + (-1.12 \text{ kN} - m)^2} = 1.12 \text{ kN} - m$$

8.5.2.2. Fuerza cortante

$$V_{xz} = 8.12 \text{ kN}$$

$$V_{xy} = 0.6650 \text{ kN}$$

Por lo tanto, la fuerza cortante máxima es de:

$$V_{max} = \sqrt{(8.12 \text{ kN})^2 + (0.6650 \text{ kN})^2} = 8.15 \text{ kN}$$

8.5.3. Reacciones en los apoyos

Las reacciones en los apoyos se obtienen de las gráficas de los planos XY y XZ obtenidos del programa MD Solid. (Ver anexos I, fig. 42-43)

Reacción en apoyo B

$$B_{xz} = 7.88 \text{ kN}$$

$$B_{xy} = 0.36 \text{ kN}$$

La resultante de la reacción en B es de:

$$B = \sqrt{(7.88 \text{ kN})^2 + (0.36 \text{ kN})^2} = 7.89 \text{ kN}$$

Reacción en apoyo F

$$F_{xz} = 8.53 \text{ kN}$$

$$F_{xy} = 0.74 \text{ kN}$$

La resultante de la reacción en F es de:

$$F = \sqrt{(8.53 \text{ kN})^2 + (0.74 \text{ kN})^2} = 8.56 \text{ kN}$$

8.5.4. Resistencia a la fatiga estimada

Para estimar el valor de resistencia a la fatiga del eje excéntrico se utiliza primeramente la metodología propuesta por el libro Diseño de elementos de máquinas (Mott, 2006).

Se selecciona el material AISI 1045 estirado en frío (**Ver anexos I. Tabla 18**). Tiene las siguientes características:

S_y : 530 Mpa

S_{ut} : 630 Mpa

Según la gráfica de resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión. (**Ver anexos I. Fig. 44**) Para una resistencia a la tensión de 630 Mpa y una superficie maquinada o estirado en frío, la resistencia a la fatiga modificada S_n es de 280 Mpa.

Para calcular la resistencia a la fatiga real se hace mediante la siguiente fórmula:

$$S'_n = S_n C_m C_{st} C_R C_S$$

$C_m = 1$ Para acero forjado

$C_{st} = 1$ Para esfuerzo flexionante

$C_R = 0.81$ Para un factor de confiabilidad de 0.99% (**Ver anexos I. Tabla 20**)

$C_S = 0.8$ Para un factor de tamaño estimado (**Ver anexos I. Fig. 45**)

Por lo tanto, el factor de fatiga real es de

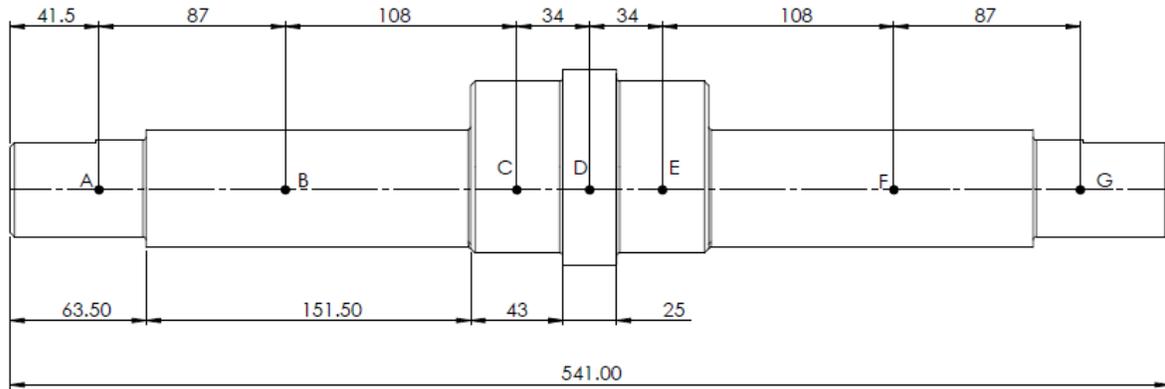
$$S'_n = 280 \text{ Mpa} * 1 * 1 * 0.81 * 0.8 = 181.44 \text{ Mpa}$$

8.5.4.1. Cálculo de diámetros del eje excéntrico

Se propone una distribución de longitudes para cada escalón del eje, como se muestra en la **figura 12**.

Figura 12.

Dimensiones de los escalones del eje excéntrico



Fuente: Elaboración propia

Para cada escalón del eje actúa los siguientes elementos:

- Escalón A = Volante de inercia
- Escalón B y F = Chumacera UCP 311
- Escalón C y E = Rodamiento Rígido de bolas
- Escalón D = Fuerza sobre el eje 16 kN
- Escalón G = Polea conducida

Para calcular el diámetro para cada escalón del eje excéntrico, se emplea el criterio ED - ASME ELÍPTICA, debido a que toma en cuenta los esfuerzos de flexión y torsión.

$$d = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f M_a}{S'_n} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Para estimar los valores de concentración de esfuerzo k_t y k_{fs} para flexión y torsión respectivamente se utiliza la tabla de factores de concentración de esfuerzo. (**Ver anexos I. Tabla 21**). Se selecciona para anillo de retención.

$$K_f=5.0$$

$$K_{fs}=3.0$$

Mediante el Software Md Solid se obtiene el valor de momento flector para cada sección.

$$M = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{xy}^2}$$

- **Escalón A**

$$M = \sqrt{(0 \text{ kN} - m)^2 + (0 \text{ kN} - m)^2} = 0 \text{ kN} - m$$

- **Escalón B**

$$M = \sqrt{(0 \text{ kN} - m)^2 + (-0.03741 \text{ kN} - m)^2} = 0.03741 \text{ kN} - m$$

- **Escalón C**

$$M = \sqrt{(-0.8505 \text{ kN} - m)^2 + (-0.04518 \text{ kN} - m)^2} = 0.8512 \text{ kN} - m$$

- **Escalón D**

$$M = \sqrt{(-1.12 \text{ kN} - m)^2 + (-0.04763 \text{ kN} - m)^2} = 1.12 \text{ kN} - m$$

- **Escalón E**

$$M = \sqrt{(-0.8421 \text{ kN} - m)^2 + (0.05 \text{ kN} - m)^2} = 0.8435 \text{ kN} - m$$

- **Escalón F**

$$M = \sqrt{(-0.0354 \text{ kN} - m)^2 + (-0.05786 \text{ kN} - m)^2} = 0.678 \text{ kN} - m$$

- **Escalón G**

$$M = \sqrt{(0 \text{ kN} - m)^2 + (0 \text{ kN} - m)^2} = 0 \text{ kN} - m$$

Se utiliza un factor de seguridad N=2

El eje está sometido a un torque de 0.1 kN-m

A continuación, se calcula el diámetro estimado para cada sección utilizando el criterio de ED-ASME ELIPTICA

- **Escalón A**

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5 * 0 \text{ kN} - m}{181.44 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{3 * 0.1 \text{ kN} - m}{530 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 0.022 \text{ m} = 22 \text{ mm}$$

- **Escalón B**

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5 * 0.8512 \text{ kN} - m}{181.44 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{3 * 0.1 \text{ kN} - m}{530 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 0.0285 \text{ m} = 29 \text{ mm}$$

- **Escalón C**

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5 * 0.03741 \text{ kN} - m}{181.44 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{3 * 0.1 \text{ kN} - m}{530 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 0.078 \text{ m} = 78 \text{ mm}$$

- **Escalón D**

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5 * 1.12 \text{ kN} - m}{181.44 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{3 * 0.1 \text{ kN} - m}{530 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 0.086 \text{ m} = 86 \text{ mm}$$

- **Escalón E**

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5 * 0.8435 \text{ kN} - m}{181.44 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{3 * 0.1 \text{ kN} - m}{530 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 0.0779 \text{ m} = 78 \text{ mm}$$

- **Escalón F**

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5 * 0.678 \text{ kN} - m}{181.44 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{3 * 0.1 \text{ kN} - m}{530 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 0.072 \text{ m} = 72 \text{ mm}$$

- **Escalón G**

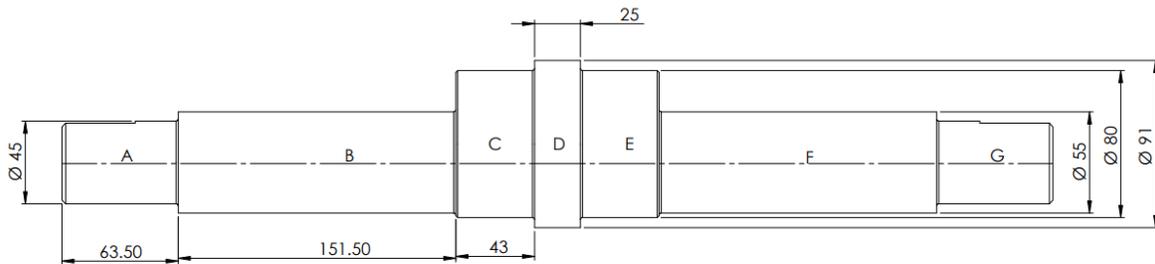
$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5 * 0 \text{ kN} - m}{181.44 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{3 * 0.1 \text{ kN} - m}{530 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 0.022 \text{ m} = 22 \text{ mm}$$

Conforme a los cálculos posteriores, se selecciona un diámetro de 91 mm

En la **figura 13** se observa los diámetros y longitudes seleccionadas para cada escalón del eje excéntrico los cuales son mayores a los estimados.

Figura 13.

Diámetros y longitudes seleccionadas para el eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas



Fuente: Elaboración propia

8.5.5. Selección de rodamientos

Según los valores de reacción en los apoyos, los rodamientos se seleccionan para que soporten una carga estática de 8.55 kN.

8.5.5.1. Escalón B y F del eje excéntrico

Para el punto B y F se selecciona el rodamiento de bolas con soporte de pie UCP 311 NTN. Las características de este rodamiento se pueden ver en la ficha técnica. (**Ver anexos I. Fig. 46-47**)

Datos técnicos del rodamiento UCP 311:

Capacidad de carga estática básica $C_0 = 44.8 \text{ kN}$

Capacidad de carga dinámica básica $C_d = 71.5 \text{ kN}$

8.5.5.1.1. Cálculo de la capacidad de carga estática

La capacidad de carga estática del rodamiento se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Donde:

Fuerza radial $F_r = 8.56 \text{ kN}$

Fuerza axial $F_a = 0 \text{ kN}$

Si $P_0 \leq F_r$, utilizar $P_0 = F_r$

$$P_0 = F_r = 8.56 \text{ kN}$$

Por lo tanto

$$P_0 = 8.56 \text{ kN} < C_0 = 45 \text{ kN}$$

Factor de seguridad de carga estática

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{44.8 \text{ kN}}{8.56 \text{ kN}} = 5.2$$

Según la tabla de valores mínimos de factor de seguridad (**Ver anexos I. Tabla 22**) para rodamiento rígido de bolas y requerimiento de alta precisión rotacional el factor mínimo es de 2, por lo que el rodamiento UCP 311 si cumple con el criterio de carga estática.

8.5.5.1.2. Cálculo de Vida nominal básica capacidad básica de carga dinámica

Para calcular la carga dinámica equivalente se utiliza la siguiente fórmula

$$P = XF_r + YF_a$$

Al ser $F_a = 0 \text{ kN} \rightarrow X = 1 \rightarrow P = F_r$

La vida nominal básica se expresa como el número total de revoluciones que el 90% de rodamientos sometidos a iguales condiciones de operación alcanzará antes de que ocurra el descascarillado por fatiga de metal.

La capacidad básica de carga dinámica muestra la capacidad de un rodamiento en asimilar carga dinámica. Dicha capacidad expresa la carga constante que un rodamiento puede soportar por un periodo de 1 millón de revoluciones.

La relación entre la vida nominal básica, la capacidad básica de carga dinámica y la carga aplicada al rodamiento, se da en las siguientes ecuaciones obtenidas del catálogo NTN para rodamientos de bolas y de rodillos. (NTNcorporation 2004, pág. A17)

Factor de velocidad f_n

Para $n=300.8 \text{ rpm}$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3} = \left(\frac{33.3}{300.8 \text{ rpm}}\right)^{1/3} = 0.48$$

Factor de vida f_h

$$f_h = f_n \frac{C}{P}$$

Donde:

$$f_n = 0.48$$

$$C_d = 71.5 \text{ kN}$$

$$P = 8.53 \text{ kN}$$

$$f_h = 0.48 \frac{71.5 \text{ kN}}{8.53 \text{ kN}} = 4.023$$

Vida nominal básica L_{10H}

Para $f_h = 4.023$

$$L_{10H} = 500 f_h^3 = 500 * 4.023^3 = 32555.18 \text{ horas}$$

Según tabla de aplicaciones en máquina y vida requerida (**Ver anexos I, Tabla 23**) para máquinas que no se usan constantemente pero se utilizan por periodos largos de tiempo, como es el caso de las trituradoras, el valor se encuentra entre 12 000 y 30 000 horas. Al ser el resultado de 32 555 horas, cumple con el criterio de vida requerida.

Lubricación de rodamientos

Para este caso se selecciona la lubricación con grasa debido a su amplio uso en diversas aplicaciones de rodamientos. La grasa se destaca por su excelente capacidad para adherirse a las superficies de los rodamientos, prolongando así su vida útil. Además, ofrece una mayor estabilidad al permanecer en su lugar sin fugas, incluso en componentes que experimentan movimientos rotativos.

Cantidad de lubricante

El peso de grasa necesario se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$G = 0.005 DB$$

Donde

G=Gramos

D=Diametro exterior del rodamiento en mm (120 mm)

B=Ancho del rodamiento en mm (34 mm)

$$G = 0.005 * 120mm * 34 mm = 20.4 \text{ gramos}$$

Selección de la viscosidad del lubricante

Para seleccionar la viscosidad del lubricante se necesita calcular el diámetro medio. Siendo el diámetro exterior del rodamiento UC311G2 de 120mm y un diámetro interior de 55mm.

(Ver anexos I. Fig. 48)

$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{120 \text{ mm} + 55 \text{ mm}}{2} = 87.5 \text{ mm}$$

Según la gráfica de selección de la viscosidad del lubricante **(Ver anexos I. Fig. 52)**. Para rodamiento rígido de bolas con un diámetro medio de 87 mm y una velocidad de operación de 300.8 rpm. La viscosidad cinemática del lubricante es de 40 centistokes.

A continuacion se debe obtener la viscosidad ISO del lubricante teniendo en cuenta la temperatura de funcionamiento del rodamiento.

Según la gráfica de Viscosidad ISO del lubricante **(Ver anexos I. Fig. 53)**. Para una temperatura de operación de 60`C y una viscosidad cinemática de 40 centistokes, la viscosidad ISO es SAE 30.

Para esta aplicación, se ha seleccionado la grasa Chevron Delo Grease EP NLGI 2, que tiene una viscosidad de aceite base a 40°C de 226 centistokes (**Ver anexos I. Tabla 25**), el cual es mayor que la viscosidad de SAE 30 a la misma temperatura, que es de 100 centistokes. Esta elección se debe a las condiciones severas y exigentes en las que operan las trituradoras de mandíbulas, frecuentemente expuestos partículas de polvo y otros contaminantes.

Este producto está diseñado para minimizar la fricción y el desgaste con una cobertura gruesa, consistente para una excelente protección en cargas pesadas. Por otra parte, están formulados para desempeñarse bajo condiciones inusualmente demandantes de temperaturas altas y bajas. (**ver anexos I. Fig. 55**)

El grado NLGI 2 presenta una grasa de consistencia estándar utilizada en una amplia gama de aplicaciones incluyendo rodamientos, cojinetes, engranajes y aplicaciones de lubricación en general. (González, 2023)

8.5.5.2. Escalón C y D del eje excéntrico

Para el punto C y E se selecciona el rodamiento rígido de bolas 6216 NTN. Las características de este rodamiento se pueden ver en la ficha técnica. (**Ver anexos I, Fig. 49-50-51**)

Datos técnicos del rodamiento 6216:

Capacidad de carga estática básica $C_0 = 54.3 \text{ kN}$

Capacidad de carga dinámica básica $C = 75.4 \text{ kN}$

8.5.5.2.1. Cálculo de la capacidad de carga estática

La capacidad de carga estática del rodamiento se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Donde:

Fuerza radial $F_r = 8.56 \text{ kN}$

Fuerza axial $F_a = 0 \text{ kN}$

Si $P_o \leq F_r$, utilizar $P_o = F_r$

$$P_o = F_r = 8.56 \text{ kN}$$

Por lo tanto

$$P_o = 8.56 \text{ kN} < C_o = 55 \text{ kN}$$

Factor de seguridad de carga estática

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{54.3 \text{ kN}}{8.56 \text{ kN}} = 6.3$$

Al ser S_o mayor 2 el rodamiento UCP 311 cumple con el criterio de carga estática.

8.5.5.2.2. Cálculo de vida nominal básica y capacidad básica de carga dinámica

Para calcular la carga dinámica equivalente se utiliza la siguiente fórmula

$$P = XF_r + YF_a$$

Al ser $F_a = 0 \text{ kN} \rightarrow X = 1 \rightarrow P = F_r$

Factor de velocidad f_n

Para $n=300.8 \text{ rpm}$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3} = \left(\frac{33.3}{300.8 \text{ rpm}}\right)^{1/3} = 0.48$$

Factor de vida f_h

$$f_h = f_n \frac{C}{P}$$

Donde

$$f_n = 0.48$$

$$C_d = 75.4 \text{ kN}$$

$$P = 8.53 \text{ kN}$$

$$f_h = 0.48 \frac{75.4 \text{ kN}}{8.53 \text{ kN}} = 4.2$$

Vida nominal basica L_{10H}

Para $f_h = 4.023$

$$L_{10H} = 500 f_h^3 = 500 * 4.2^3 = 37044 \text{ horas}$$

Según tabla de aplicaciones en máquina y vida requerida (**Ver anexos I, Tabla 23**) para máquinas que no se usan constantemente pero utilizan por periodos largos de tiempo, como es el caso de las trituradoras, el valor se encuentra entre 12 000 y 30 000 horas. Al ser el resultado de 37 044 horas cumple con el criterio de vida requerida.

Lubricación de rodamientos

Para este rodamiento se opta por lubricación por grasa

Cantidad de lubricante

El peso de grasa necesario se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$G = 0.005 DB$$

Donde

G=Gramos

D=Diametro exterior del rodamiento en mm (140 mm)

B=Ancho del rodamiento en mm (26 mm)

$$G = 0.005 * 140mm * 26 mm = 18.2 \text{ gramos}$$

Selección de la viscosidad del lubricante

Para seleccionar la viscosidad del lubricante se necesita calcular el diámetro medio. Siendo el diámetro exterior del rodamiento 6216 de 140mm y un diámetro interior de 80 mm.

$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{140 \text{ mm} + 80 \text{ mm}}{2} = 110 \text{ mm}$$

Según la grafica de selección de la viscosidad del lubricante (**Ver anexos I. Fig. 52**). Para rodamiento rigido de bolas con un diámetro medio de 110 mm y una velocidad de operación de 300.8 rpm. La viscosidad cinemática del lubricante es de 40 centistokes.

A continuacion se debe obtener la viscosidad ISO del lubricante teniendo en cuenta la temperatura de funcionamiento del rodamiento.

Según la grafica de Viscosidad ISO del lubricante (**Ver anexos I. Fig, 53**). Para una temperatura de operación de 60`C y una viscosidad cinemática de 40 centistokes, la viscosidad ISO es SAE 30. Para esta aplicación, se ha seleccionado la grasa Chevron Delo Grease EP NLGI 2.

Frecuencia de reengrase

La frecuencia de base (Fb) de reengrase depende del tipo de rodamiento y de la relación entre la velocidad de uso y la velocidad limite indicada en las características del rodamiento.

La velocidad limite rodamiento NTN 6216 es de 7400 rpm. (**Ver anexos I. Fig 50**)

Para una velocidad de operación de 300.8 rpm. La relación entre la velocidad de uso y la velocidad limite es de:

$$\frac{\text{Velocidad de uso}}{\text{Velocidad límite}} = \frac{300.8 \text{ rpm}}{7400 \text{ rpm}} = 0.04$$

Según la grafica de frecuencia de base en horas (**Ver anexos I. Fig. 54**), para rodamiento de bolas y una relación de 0.5. La frecuencia de reengrase (F_b) es de 60 000 horas.

La frecuencia de base debe corregirse con la tabla de coeficientes en función de las condiciones del entorno (**Ver anexos I. Tabla 24**) y propias del mecanismo como polvo, humedad, choques, vibración, eje vertical, temperatura de funcionamiento.

Se deben considerar condiciones operativas extremadamente exigentes debido a un entorno polvoriento y la presencia constante de choques y vibraciones durante la operación de trituración. Además, se utilizará un engrasado con grasa estándar de 75°C. Por lo tanto, los coeficientes aplicables son los siguientes:

$$T_e = 0,1$$

$$T_a = 0,1$$

$$T_t = 0,7$$

La frecuencia corregida se calcula con la siguiente ecuación:

$$F_c = F_b * T_e * T_a * T_t = 60000 \text{ horas} * 0,1 * 0,1 * 0,7 = 420 \text{ horas}$$

Tomando en cuenta un tiempo de operación de 15 horas diarias, la frecuencia de reengrase es de aproximadamente 28 días tanto para los rodamientos 6216 y chumaceras UCP 311.

8.5.6. Tuerca y arandela de fijación

Se selecciona la tuerca de fijación Km 16 y la arandela de fijación MB 16 para un diámetro de 80 mm. Sus dimensiones y propiedades se pueden ver en las fichas técnicas (**ver anexos I. Fig. 56,57,58,59**)

La longitud total del escalón C y D para el rodamiento 6216 se obtiene con la suma del ancho del rodamiento, la tuerca y la arandela de fijación.

Longitud total: $26+15+1.75=43$ mm

La longitud roscada se obtiene restando la longitud total menos el ancho del rodamiento

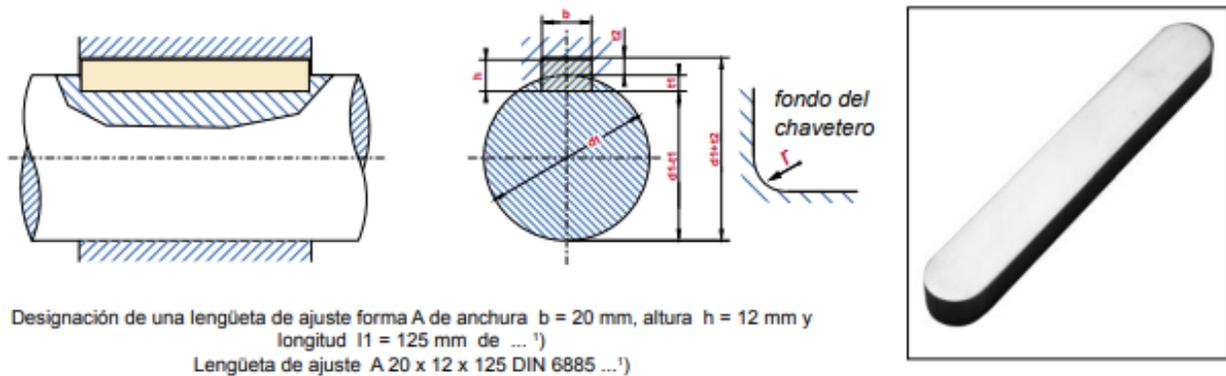
Longitud roscada= $43-26=17$ mm

8.5.7. Selección de chaveteros

Los chaveteros permiten la unión del eje con otro elemento de máquina, en este caso se selecciona tanto para la polea que transmite la potencia y el volante de inercia. Mediante el catálogo de chaveteros DIN 6865 (**Ver anexos I. Tabla 26**), se determinan las dimensiones de los chaveteros.

Figura 14.

Chavetas paralelas DIN 6865



Fuente: Catálogo Opac S.L de chavetas de acero inoxidable y acero al carbono

- Diámetro del eje en el lugar de alojamiento de la rueda dentada $d_1 = 45 \text{ mm}$
- Anchura del chavetero del eje (asiento ligero N9)

$$b_{max} = 14 \text{ mm}$$

$$b_{min} = 13.957 \text{ mm}$$

- Profundidad del chavetero del eje (con juego en el lomo) $t_1 = 5.5 \text{ mm (+0.2)}$
- Profundidad del chavetero del cubo (con juego en el lomo) $t_2 = 3.5 \text{ mm (+0.2)}$
- Radio del fondo del chavetero del eje $r = 0.6 \text{ mm (-0.2)}$
- Longitud del chavetero mínimo según la norma $L = 40 \text{ mm}$

Para un acero AISI 1045

Sy: 310 Mpa

$$L \geq \frac{2TN}{DS_y t_2} \geq \frac{2 * 100000N - mm * 2}{45 \text{ mm} * 530 \frac{N}{mm^2} * 3.5 \text{ mm}} \geq 4.79mm$$

8.5.8. Comprobación por resistencia y rigidez

Una vez seleccionadas las dimensiones del eje excéntrico, es fundamental verificar estos nuevos valores para asegurar que el eje pueda soportar las cargas y esfuerzos a los que estará sometido durante la operación de la trituradora.

Para ello se aplica el criterio de falla de “Asme – Elíptica y de Langer” representado con la siguiente fórmula:

$$n_f = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2}}$$

Donde

n_f = Factor de seguridad contra fatiga

σ_a = Esfuerzo de amplitud

σ_m = Esfuerzo medio

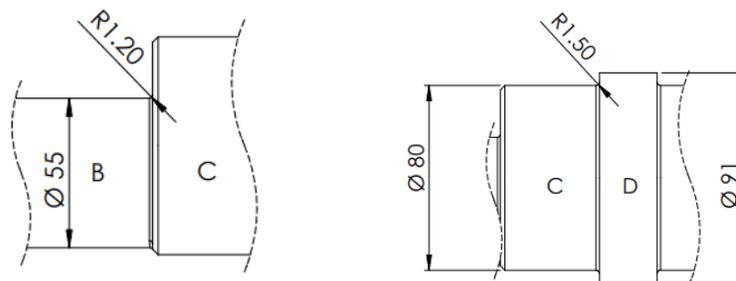
S_e = Resistencia a la fatiga

S_y = Resistencia a la fluencia

8.5.8.1. Ubicaciones críticas del eje

Figura 15.

Secciones críticas del eje excéntrico, cambios de sección B-C y C-D



Fuente: Elaboración Propia

El cambio de sección B-C y C-D se consideran secciones críticas al ser discontinuidades geométricas sometidas a mayores esfuerzos de flexión.

Datos del material

Para (AISI 1045 Estirado en frío)

$S_y = 530 \text{ Mpa} = 77 \text{ ksi}$

$S_{ut} = 630 \text{ Mpa} = 91 \text{ ksi}$

8.5.8.1.1. Momentos de flexión para la sección crítica

El momento para el cambio de sección entre escalón B-C se obtiene por medio de la gráfica de momento flector (**ver anexos I. Fig. 42-43**). Localizado a 215 mm del eje excéntrico

$$M_{xz} = -0.6812 \text{ kN} - m$$

$$M_{xy} = -0.0436 \text{ kN} - m$$

Por la tanto el momento máximo para esa distancia es de:

$$M_{B-C} = \sqrt{(-0.6812 \text{ kN} - m)^2 + (-0.0436 \text{ kN} - m)^2} = 0.68 \text{ kN} - m$$

El momento para el cambio de sección entre escalón C-D, se obtiene por medio de la gráfica de momento flector (**ver anexos I. Fig. 42-43**). Localizado a 258 mm del eje excéntrico.

$$M_{xz} = -1.02 \text{ kN} - m$$

$$M_{xy} = -0.0467 \text{ kN} - m$$

Por la tanto el momento máximo para esa distancia es de:

$$M_{C-D} = \sqrt{(-1.02 \text{ kN} - m)^2 + (-0.0467 \text{ kN} - m)^2} = 1.02 \text{ kN} - m$$

Ambas secciones están sometidas a un torque máximo de 0.1 kN-m y se utiliza un factor de seguridad a la fatiga de N=2.

8.5.8.2. Factores de concentración de esfuerzo

Estos factores de concentración de esfuerzo por fatiga se calculan debido a las discontinuidades geométricas y variaciones de diámetro que presenta el eje excéntrico. Por lo tanto, se procede a calcular estos factores de concentración de esfuerzos de flexión y torsión para las secciones críticas (B-C) y (C-D).

8.5.8.2.1. Factor de concentración de esfuerzo de tensión

Dimensiones de la sección crítica C-D

D=91 mm

d=80 mm

r=1.5 mm

Relación entre diámetros

$$\frac{D}{d} = \frac{91}{80} = 1.1$$

El factor de concentración de esfuerzo de flexión para cambios de sección en un eje con filete de hombro se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

Para una relación entre diámetros de 1.1. Según la gráfica de factores de concentración k_t para un eje con filete de hombro a flexión (**ver anexos I. Fig. 60**) los valores de A y B son:

A=0.95120

b=-0.23757

Por lo tanto

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.95120 \left(\frac{1.5}{80} \right)^{-0.23757} = 2.45$$

Según la gráfica de factores de concentración k_t s para un eje con filete de hombro a torsión (**ver anexos I. Fig. 61**), los valores A y b para calcular el factor de concentración de esfuerzos de torsión, con una relación de diámetros de 1.1 son de:

A=0.90337

b=-0.12692

Por lo tanto

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.90337 \left(\frac{1.5}{80} \right)^{-0.12692} = 1.49$$

Por lo tanto, los factores de concentración de esfuerzo para el cambio de sección D-E son de $K_t = 2.45$ y $K_{ts} = 1.49$

Dimensiones de la sección crítica B-C

D=80 mm

d=55 mm

r=1.2 mm

Relación entre diámetros

$$\frac{D}{d} = \frac{80}{55} = 1.45$$

Los valores A y b para calcular el factor de concentración de esfuerzos de flexión (**Ver anexos I. Fig. 60**), para una relación de diámetros de 1.45 son de:

$$A=0.94379$$

$$b=-0.25098$$

Por lo tanto

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.94379 \left(\frac{1.2}{55} \right)^{-0.25098} = 2.46$$

Los valores A y b para calcular el factor de concentración de esfuerzos de torsión (**Ver anexos I. Fig. 61**) para una relación de diámetros de 1.45 son de:

$$A= 0.851538$$

$$b= -0.23287$$

Por lo tanto

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b = 0.851538 \left(\frac{1.2}{55} \right)^{-0.23287} = 2.075$$

Los factores de concentración de esfuerzo para el cambio de sección B-C son de $K_t = 2.46$ y $K_{ts} = 2.075$

8.5.8.2.2. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga

Una vez calculado los coeficientes de concentración de tensiones, se procede a calcular los coeficientes de concentración del esfuerzo por fatiga utilizando las siguientes fórmulas:

Para flexión

$$k_f = 1 + q(kt - 1)$$

Para torsión

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

Donde q y q_s se denomina sensibilidad a la muesca que se obtiene con la siguiente ecuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Donde \sqrt{a} Se define como constante de neuber que depende de la resistencia a la tensión de la pieza. Se calcula mediante las siguientes fórmulas:

Para flexión:

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08E - 3 * Sut + 1.51E - 5 * Sut^2 - 2.67E - 8 * Sut^3$$

Para torsión

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51E - 3 * (Sut) + 1.35E - 5 * (Sut)^2 - 2.67 - 8 * (Sut)^3$$

Donde S_{ut} está en kips

Por lo tanto, para AISI 1045 con $S_{ut} = 91$ kips

Sección crítica C-D

$$r = 1.5 \text{ mm} = 0.059 \text{ in}$$

Constante de neuber para flexión

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08E - 3 * 91 \text{ kips} + 1.51E - 5 * (91 \text{ kips})^2 - 2.67E - 8 * (91 \text{ kips})^3 = 0.0706$$

Factor de sensibilidad a la muesca para flexión

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.0706}{\sqrt{0.059}}} = 0.775$$

Factor de concentración de esfuerzo para flexión

$$k_f = 1 + q(kt - 1) = 1 + 0.775 * (2.45 - 1) = 2.123$$

Constante de neuber para torsión

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51E - 3 * (91 \text{ kips}) + 1.35E - 5 * (91 \text{ kips})^2 - 2.67E - 8 * (91 \text{ kips})^3 = 0.053$$

Factor de sensibilidad a la muesca

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.053}{\sqrt{0.059}}} = 0.82$$

Factor de concentración de esfuerzo para torsión

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1) = 1 + 0.82 * (1.49 - 1) = 1.4$$

Sección crítica B-C

$$r = 1.2 \text{ mm} = 0.047 \text{ in}$$

Constante de neuber para flexión

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08E - 3 * 91 \text{ kips} + 1.51E - 5 * (91 \text{ kips})^2 - 2.67E - 8 * (91 \text{ kips})^3 = 0.0706$$

Factor de sensibilidad a la muesca para flexión

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.0706}{\sqrt{0.047}}} = 0.754$$

Factor de concentración de esfuerzo para flexión

$$kf = 1 + q(kt - 1) = 1 + 0.754 * (2.46 - 1) = 2.1$$

Constante de neuber para torsión

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51E - 3 * (91 \text{ kips}) + 1.35E - 5 * (91 \text{ kips})^2 - 2.67E - 8 * (91 \text{ kips})^3 = 0.053$$

Factor de sensibilidad a la muesca

$$qs = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.053}{0.047}} = 0.8$$

Factor de concentración de esfuerzo para torsión

$$kfs = 1 + qs(kts - 1) = 1 + 0.8 * (2.075 - 1) = 1.86$$

8.5.8.3. Cálculo de la Resistencia a la fatiga en las ubicaciones críticas del eje. Se.

Se calcula con la siguiente fórmula

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Donde:

k_a =Factor de modificación de la condición superficial o factor de superficie.

k_b =Factor de modificación de tamaño.

k_c =Factor de modificación de carga.

k_d =Factor de modificación de temperatura.

k_e =Factor de confiabilidad.

k_f = Factor de modificación de efectos varios.

$$S_e' \leq 0.5S_{ut} \text{ Para } S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa}$$

Para $S_{ut} = 630 \text{ Mpa}$

$$S_e' = 0.5 * 630 \text{ Mpa} = 315 \text{ Mpa}$$

Factores de concentración de esfuerzo para la sección C-D

- Factor de superficie k_a

El factor de superficie se calcula con la siguiente fórmula:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Donde los valores de a y b se obtienen de la **tabla 4**. Para maquinado o laminado en frío:

$$A = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Tabla 4.

Parámetros para el factor de la condición superficial de Marín.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Shigley, Diseño en ingeniería Mecánica. Fallas por fatiga debido a cargas variables Pág. (330)

Por lo tanto:

$$k_a = 4.51 * 630 \text{ Mpa}^{-0.265} = 0.817$$

- Factor de tamaño k_b

Figura 16.

Factor K_b de modificación de tamaño para diferentes diámetros del eje

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: Shigley, Diseño en ingeniería Mecánica. Fallas por fatiga debido a cargas variables (Pág. 330)

Según la **figura 16**. Para un diámetro de 80 mm se utiliza la siguiente fórmula

$$k_b = 1.51d^{-0.157} = 0.51 * 80^{-0.157} = 0.759$$

- Factor de carga k_c

Para esfuerzo de flexión $k_c = 1$

- Factor de temperatura k_d

Para una temperatura de entre 20°C y 50°C $k_d = 1$

- Factor de confiabilidad k_e

Para una confiabilidad del 0.95 $k_e = 0.868$

El límite de resistencia a la fatiga para la sección C-D es de:

$$S_e = 0.817 * 0.759 * 0.868 * 315 \text{ Mpa} = 169.55 \text{ Mpa}$$

Factores de concentración de esfuerzo para la sección B-C

- Factor de superficie k_a

$$k_a = aSut^b$$

Los valores de a y b se obtienen de la **tabla 4**. Para maquinado o laminado en frío:

$$A=4.51$$

$$b=-0.265$$

$$ka = 4.51 * 630 \text{ Mpa}^{-0.265} = 0.817$$

- Factor de tamaño k_b

Según la **figura 16**. Para un diámetro de 55 mm se utiliza la siguiente fórmula:

$$kb = 1.51d^{-0.157} = 1.51 * 55\text{mm}^{-0.157} = 0.804$$

- Factor de carga para flexión $k_c=1$
- Factor de temperatura $k_d=1$
- Factor de confiabilidad k_e

Para una confiabilidad del 0.95 $k_e = 0.868$

El límite de resistencia a la fatiga para la sección B-C es de:

$$S_e = 0.804 * 0.817 * 0.868 * 315 \text{ Mpa} = 179.6 \text{ Mpa}$$

8.5.8.4. Cálculo de esfuerzos de Von Mises

8.5.8.4.1. Esfuerzo de amplitud de Von Mises

$$\sigma_{a'} = Kf \sigma_a = \frac{32 * Kf * M_a}{\pi d^3}$$

Sección crítica C-D

- Momento flector máximo: 1.02 kN – m
- Diámetro del eje: 80 mm
- Coeficiente de concentración del esfuerzo por fatiga a la flexión: 2.123

$$\sigma_{\alpha'} = \frac{32 * 2.123 * 1\,020\,000 \text{ N} - \text{mm}}{\pi(80\text{mm})^3} = 43.08 \text{ Mpa}$$

Sección crítica B-C

- Momento flector máximo: 0.68 kN – m
- Diámetro del eje: 55 mm
- Coeficiente de concentración del esfuerzo por fatiga a la flexión: 2.1

$$\sigma_{\alpha'} = \frac{32 * 2.1 * 680\,000 \text{ N} - \text{mm}}{\pi(55\text{mm})^3} = 87.42 \text{ Mpa}$$

8.5.8.4.2. Esfuerzo medio de Von Mises

$$\sigma_{m'} = Kfs \sigma_{m'} = Kfs \frac{16T}{\pi d^3}$$

Sección crítica C-D

- Momento torsor máximo: 0.1 kN – m
- Diámetro del eje: 80 mm
- Coeficiente de concentración del esfuerzo por fatiga a la torsión: 1.4

$$\sigma_{m'} = 1.4 \frac{16 * 100000 \text{ N} - \text{mm}}{\pi(80\text{mm})^3} = 1.39 \text{ Mpa}$$

Sección crítica B-C

- Momento torsor máximo: 0.1 kN – m
- Diámetro del eje: 55 mm
- Coeficiente de concentración del esfuerzo por fatiga a la torsión: 1.86

$$\sigma_{m'} = 1.86 \frac{16 * 100000 \text{ N} - \text{mm}}{\pi(55 \text{ mm})^3} = 5.69 \text{ Mpa}$$

8.5.8.5. Cálculo del factor de seguridad contra falla a la fatiga

Criterio de falla "ASME-Elíptica y de Langer"

$$n_f = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2}}$$

Sección crítica C-D

$$n_f = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{43.08 \text{ Mpa}}{169.55 \text{ Mpa}}\right)^2 + \left(\frac{1.39 \text{ Mpa}}{530 \text{ Mpa}}\right)^2}} = 3.67$$

Sección crítica B-C

$$n_f = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{87.42 \text{ Mpa}}{179.6 \text{ Mpa}}\right)^2 + \left(\frac{5.69 \text{ Mpa}}{530 \text{ Mpa}}\right)^2}} = 2.1$$

Los valores del factor de seguridad de los escalones B-C y C-D son mayor que 2. Por lo tanto, se concluye que las posibilidades de falla por fatiga son mínimas.

8.5.8.6. Verificación por rigidez torsional

La rigidez torsional se calcula con la siguiente fórmula:

$$\left[\frac{\varphi}{L}\right] = \frac{32 * T}{\pi D^4 G} \quad (\text{rad/m})$$

Para aceros el módulo de elasticidad es de 80 Gpa

La tabla de ángulo de torsión por unidad de longitud (**Ver anexos I. Tabla 27**), presenta el ángulo de torsión por unidad de longitud permisible para partes de máquinas en general

$$\left[\frac{\varphi}{L}\right] = 0.0007 \text{ a } 0.007 \text{ rad/m}$$

Se evalúa este criterio para los diámetros del eje excéntrico

L=63.5 mm

$$\left[\frac{\varphi}{L}\right] = \frac{32 * 0.1 \text{ kN/m}}{\pi(0.045)^4(80 \times 10^6 \text{ Kpa})} = 0.0031 \text{ rad/m}$$

L=151.5 mm

$$\left[\frac{\varphi}{L}\right] = \frac{32 * 0.1 \text{ kN/m}}{\pi(0.055)^4(80 \times 10^6 \text{ Kpa})} = 0.0014 \text{ rad/m}$$

L=43 mm

$$\left[\frac{\varphi}{L}\right] = \frac{32 * 0.1 \text{ kN/m}}{\pi(0.080)^4(80 \times 10^6 \text{ Kpa})} = 0.00031 \text{ rad/m}$$

L=25mm

$$\left[\frac{\varphi}{L}\right] = \frac{32 * 0.1 \text{ kN/m}}{\pi(0.091)^4(80 \times 10^6 \text{ Kpa})} = 0.00018 \text{ rad/m}$$

Se puede observar que todas las longitudes de los escalones del eje excéntrico cumplen con el criterio de rigidez torsional al ser menor que el valor recomendado de 0.007 rad/m. Esto quiere decir que presenta resistencia a las deformaciones elásticas producidas por la torsión y es capaz de soportar esfuerzos sin tener grandes deformaciones.

8.5.8.7. Verificación por rigidez transversal

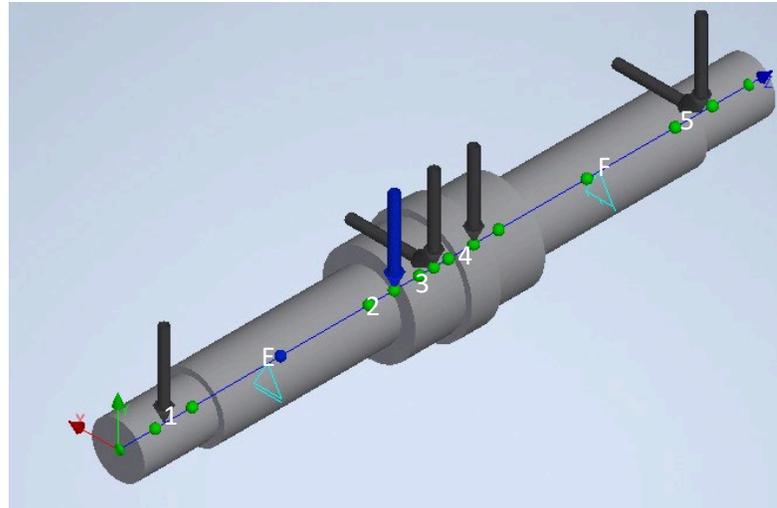
Las cargas en el eje excéntrico provocan deflexiones tanto en los planos X-Z como X-Y. Sin embargo, existen recomendaciones y rangos de valores permitidos de deflexión para diferentes tipos de elementos de máquinas. Según la tabla de deflexiones transversales recomendadas (**Ver anexos I. Tabla 28**), para partes de máquinas con precisión moderada, el rango de valores permisibles de deflexión es de:

$$[\delta \text{ permisible}] = [0.00001 \text{ a } 0.0005] * L$$

. En la **figura 17** se puede observar las cargas que actúan sobre el eje excéntrico tomando en cuenta el peso del portamandíbulas de 400 N y el peso de los rodamientos 6216 de 13.23 N.

Figura 17.

Cargas que actúan sobre el eje excéntrico



Adaptado del software Autodesk Inventor

Mediante el software Autodesk Inventor se obtuvo el valor de deflexión para cada punto de aplicación de cargas. Estos datos se resumen en la **tabla 5**, adicionalmente se obtiene la gráfica de resultante de valores de la deflexión del eje excéntrico (**Ver anexos I. Fig. 62**)

Tabla 5

Valores de deflexión del eje excéntrico y ángulo en los apoyos

Marca	Nombre	Fuerza radial (N)		Fuerza de reacción (N)		Deflexión μ	Ángulo de pendiente deg
		Y	X	Y	X		
1	Volante	430	0	0	0	36.85	0.02
E	Apoyo E	0	0	628.91	7867.804	0	0.02
2	Peso Rodamiento 6216	13.23	0	0	0	29.132	0
3	Peso portamandíbulas	400	16000	0	0	30.108	0
	Fuerza trituración			0	0	0	0
4	Peso Rodamiento 6216	13.23	0	0	0	28.942	0
f	Apoyo F	0	0	1009.461	8539.196	0	0.02
5	Polea	665	407	0	0	34.748	0.02

Adaptado del Software Autodesk Inventor

Por tanto, se tiene como resultado

- **Posición 1**

Volante de inercia

$$[\delta \text{ permisible}] = [0.00001 \text{ a } 0.0005] * 87 \text{ mm}$$

$$[\delta \text{ permisible}] = [8 E^{-4} \text{ a } 0.0435]$$

$$\delta = 36.85 \mu\text{m} \text{ (cumple)}$$

- **Posición 2**

Peso Rodamiento 6216

$$[\delta \text{ permisible}] = [0.00001 \text{ a } 0.0005] * 284\text{mm}$$

$$[\delta \text{ permisible}] = [2.84E^{-3} \text{ a } 0.142] \text{ mm}$$

$$\delta = 29.132 \mu\text{m} \text{ (cumple)}$$

- **Posición 3**

Fuerza de trituración y Peso de portamandíbulas

$$[\delta \text{ permisible}] = [0.00001 \text{ a } 0.0005] * 284\text{mm}$$

$$[\delta \text{ permisible}] = [2.84E^{-3} \text{ a } 0.142] \text{ mm}$$

$$\delta = 30.108 \mu\text{m} \text{ (cumple)}$$

- **Posición 4**

Peso Rodamiento 6216

$$[\delta \text{ permisible}] = [0.00001 \text{ a } 0.0005] * 284\text{mm}$$

$$[\delta \text{ permisible}] = [2.84E^{-3} \text{ a } 0.142] \text{ mm}$$

$$\delta = 28.942 \mu\text{m} \text{ (cumple)}$$

- **Posición 5**

Polea Conducida

$$[\delta \text{ permisible}] = [0.00001 \text{ a } 0.0005] * 87 \text{ mm}$$

$$[\delta \text{ permisible}] = [7 E^{-4} \text{ a } 0.0435]\text{mm}$$

$$\delta = 3 \mu m \text{ (cumple)}$$

Por lo tanto, los valores de deflexión se encuentran en el rango recomendado de deflexión permitida para elementos de máquinas de precisión moderada.

8.5.8.8. Verificación por rigidez angular en los apoyos

Según tabla de ángulos de pendiente recomendados (**Ver anexos I. tabla 29**). Los valores de ángulo en los apoyos permitido para rodamientos de bolas son de:

$$[\theta \text{ permisible}] = [0.001 \text{ a } 0.003]$$

Los valores de pendiente en los apoyos se obtienen mediante el software Autodesk Inventor, estos valores se resumen en la **tabla 5**, adicionalmente se obtiene la gráfica de valores resultantes de ángulo de pendiente en los apoyos (**Ver anexos I. Fig. 63**)

Para rodamiento B

$$\theta_{\text{cojinete B}} = 0.02^\circ = 0.00034 \text{ rad}$$

Para Rodamiento F

$$\theta_{\text{cojinete F}} = 0.02^\circ = 0.00034 \text{ rad}$$

Por lo tanto, los valores de pendiente para los apoyos de rodamientos de bola cumplen con el rango permisible de ángulo de pendiente.

8.5.9. Velocidad Crítica

La velocidad crítica debe ser mayor que la velocidad forzadora de 300.8 rpm que es la velocidad a la que gira el eje excéntrico. En caso contrario se debe calcular la segunda velocidad crítica.

Para calcular la velocidad crítica se hace mediante la ecuación de Rayleigh-Ritz

$$w_n = \sqrt{\frac{g \sum P_i \delta_i}{\sum P_i \delta_i^2}}$$

Siendo las fuerzas resultantes con sus respectivas deflexiones

- **Posición 1**

Volante de inercia

$$F \text{ volante} = 0.43 \text{ kN}$$

$$\delta = 36.85 \mu\text{m}$$

- **Posición 2**

Peso Rodamiento 6216

$$F \text{ rodamiento} = 0.013 \text{ kN}$$

$$\delta = 29.132 \mu\text{m}$$

- **Posición 3**

Fuerza de trituración y Peso de porta mandíbulas

$$F \text{ portamandíbulas} = 0.4 \text{ kN}$$

$$F \text{ trituración} = 16 \text{ kN}$$

$$F \text{ resultante} = \sqrt{0.4^2 + 16^2} = 16 \text{ kN}$$

$$\delta = 30.108 \mu\text{m} \text{ (cumple)}$$

- **Posición 4**

Peso Rodamiento 6216

$$F \text{ rodamiento} = 0.013 \text{ kN}$$

$$\delta = 28.942 \mu\text{m}$$

- **Posición 5**

Polea Conducida

$$F \text{ polea } y = 0.665 \text{ kN}$$

$$F \text{ polea } x = 0.407 \text{ kN}$$

$$F \text{ resultante} = \sqrt{0.407^2 + 0.665^2} = 0.78 \text{ kN}$$

$$\delta = 34.748 \mu\text{m}$$

Por lo tanto:

$$w_n = \sqrt{\frac{9.810 \times 10^6 \mu/s^2 * (0.43 * 36.85 + 0.013 * 29.132 + 16 * 30.108 + 0.013 * 28.942 + 0.78 * 34.748)}{0.43 * 36.85^2 + 0.013 * 29.132^2 + 16 * 30.108^2 + 0.013 * 28.942^2 + 0.78 * 34.748^2}}$$

$$= 566.67 \text{ rad/s}^2$$

$$n = \frac{30 * w_n}{\pi} = \frac{30 * 566.67}{\pi} = 5411.3 \text{ rpm}$$

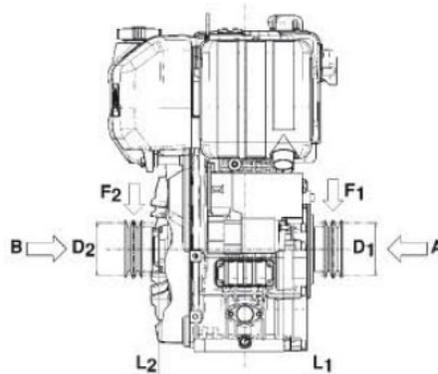
Conforme a los datos del diseño el eje debe girar a 300.8 rpm, esta velocidad se denomina la frecuencia forzadora. La primera velocidad crítica se estima en 5411.3 rpm, por tanto, la primera velocidad crítica es muy superior a la frecuencia forzadora evitando de esta manera el efecto de resonancia del eje.

Con los resultados de todos los cálculos del eje excéntrico se puede determinar que los diámetros seleccionados son los adecuados para soportar estos esfuerzos.

8.6. Carga radial máxima que soporta el eje del motor

Figura 18.

Motor de combustión Lombardini 15Ld 400



Fuente: GDN INDUSTRIES. Catálogo de fabricante del motor Lombardini 15LD 400

Según el catálogo de fabricante del motor Lomabardini 15Ld 400 (GDN INDUSTRIES, s.f.), la carga máxima radial que soporta el eje del motor por la transmisión por polea se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$F_1(N) \leq \frac{89000}{53 + L_1(mm)}$$

Siendo la longitud del eje $L_1=33m$ y la fuerza radial de la transmisión por correa es de 470 N.

$$F_1(N) \leq \frac{89000}{53 + 33\text{ mm}} = 1034.88\text{ N}$$

Dado que la fuerza radial de 470 N es inferior a la carga radial máxima permitida de 1034.88 N, se puede concluir que el eje del motor tiene la capacidad de soportar la carga generada por la transmisión por polea.

8.7. Cálculo de las mandíbulas

Las mandíbulas se encargan de la trituración de materiales. El espesor de la mandíbula móvil se calcula para asegurarse de que pueda soportar las fuerzas de compresión que se ejercen durante el proceso de trituración.

Se selecciona AISI 1045 estirado en frío para las mandíbulas de la trituradora con un esfuerzo de fluencia de 530 Mpa.

Para un factor de seguridad de $N=2$ el esfuerzo permisible es de:

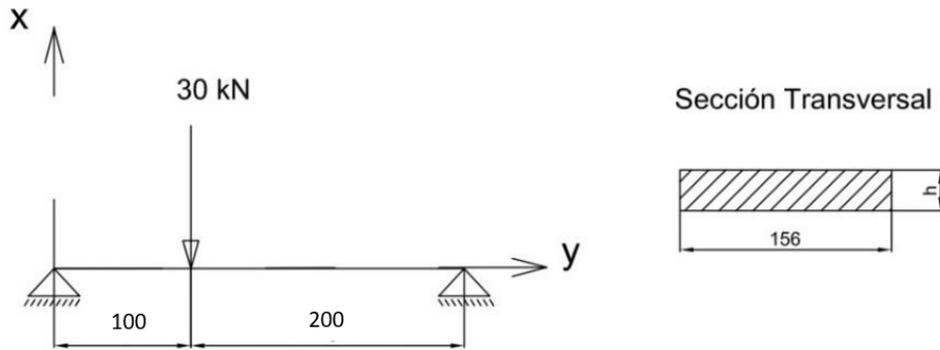
$$\sigma_p \geq \frac{S_y}{N} = \frac{530\text{ Mpa}}{2} = 265\text{ Mpa}$$

8.7.1. Esfuerzo de flexión

Se calcula el esfuerzo de flexión para una carga de 30 kN. En la **figura 19** se observa las dimensiones y sección transversal de las mandíbulas de la trituradora.

Figura 19.

Diagrama de cuerpo libre de las mandíbulas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica y su sección transversal



Nota: Elaboración Propia

Según el diagrama de momento flector de la mandíbula (**Ver Anexos I. Figura 64**), el momento flector máximo es de $M=2 \text{ kN/m}$.

El esfuerzo permisible se calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma_p \geq \frac{Mc}{I}$$

Donde el centroide $c = h/2$

Siendo el momento de inercia para una sección rectangular

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

El esfuerzo permisible es de:

$$\sigma_p \geq \frac{6Mc}{bh^2}$$

Despejando el valor de h

$$h \geq \sqrt{\frac{6M}{\sigma_p b}}$$

Por lo tanto, el valor de h es de:

$$h \geq \sqrt{\frac{6(2 \text{ kN} - m)}{265 \text{ Mpa} * 0.156 \text{ m}}} = 17 \text{ mm}$$

Se selecciona un espesor de 18 mm

8.7.2. Dientes de las mandíbulas

Tomando en cuenta la conveniencia de fabricación, se emplea el proceso de soldadura de arco eléctrico con electrodo revestido (SMAW), para la creación de los dientes de la trituradora de mandíbulas. Se utiliza el electrodo E7018 de 1/8" que tiene excelentes propiedades mecánicas, así como gran ductilidad.

Las propiedades mecánicas de la soldadura tendremos el estándar y resultados típicos **(Ver anexos I, Fig. 65)** aplicados sobre el material los cuales serán los siguientes:

- R. Tensión:

Estándar: 490 Mpa

Típico: 595 M pa

- Lim. Elástico:

Estándar: 400 Mpa

Típico: 515 Mpa

- Elongación (%):

Estándar: 20

Típico: 26

- Resistencia al impacto:

Estándar: 27

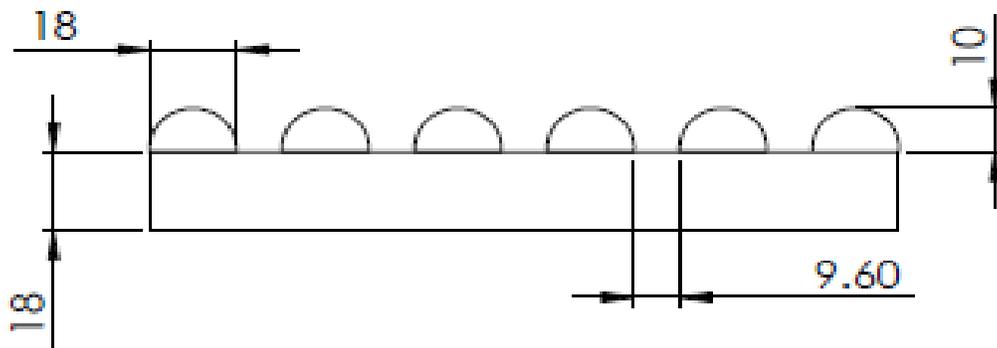
Típico: 125

También se puede mencionar que la soldadura E7018 tiene un desempeño de arco suave así mismo en cuanto a las posiciones pueden aplicarse casi todas excepto vertical descendente.

Este electrodo está diseñado para producir una soldadura más fuerte que pueda soportar hasta 70,000 psi. Además, se puede utilizar con fuente de alimentación de corriente alterna y corriente continua. (López, 2022)

Figura 20.

Tamaño de los dientes de las mandíbulas móvil y fija realizados por cordón de soldadura



Nota: Elaboración propia

8.7.2.1. Cálculo de soldadura de las mandíbulas

Como se puede observar en la **figura 20** la placa de la mandíbula móvil y fija está conformada por 6 dientes elaborados por soldadura con una altura de 10mm, espesor de 18mm y separadas entre sí a una distancia de 9.60 mm.

Se realizan 6 pasadas de soldadura

Asimismo, como se ha mencionado anteriormente se utiliza un electrodo E7018 de 1/8" para construir los dientes de las mandíbulas, ya que ofrece una excelente resistencia y apariencia estética además de ser una soldadura limpia y libre de escorias lo que garantiza una unión fuerte.

Esta pasada contribuirá al grosor y la forma del diente hasta alcanzar la altura deseada de 10 mm.

El área transversal de cada diente de la trituradora de mandíbulas es de 145.82 mm² con una longitud de 302.22mm lo cual nos da el valor de volumen de soldadura por diente.

$$V_{diente} = A * L$$
$$V_{diente} = 145.82 \text{ mm}^2 * 300 \text{ mm} = 43746 \text{ mm}^3$$

Cada mandíbula posee 6 dientes por lo tanto la cantidad total es de 12 dientes, de este modo el volumen total de soldadura es de:

$$V_{total} = 43746 \text{ mm}^3 * 12 = 524952 \text{ mm}^3 = 524.952 \text{ cm}^3$$

Para calcular la masa total de soldadura se multiplica el volumen por la densidad aproximada

$$M_{E7018} = 524.952 \text{ cm}^3 * 7.8 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 4094.625 \text{ g}$$

Eficiencia de deposición según el tipo de soldadura

1. Electrodo revestidos de SMAW: 55%
2. Alambres con núcleo sólido/metálico de GMAW: 95%
3. Hilos tubulares de FCAW: 90%
4. Alambres sólidos de SAW: 100%

La eficiencia de deposición para electrodo revestidos es 55%

$$M_{E7018} = \frac{4094.625 \text{ g}}{55\%} = 7444.77 \text{ g} = 7.45 \text{ kg}$$

Tiempo de soldadura

$$TARC = \frac{mce}{zm}$$

Donde:

- $mce = \text{Cantidad de soldadura en kg}$
- $zm = \text{tasa de deposición en kg/h}$

Para un electrodo de 1/8 la intensidad de corriente es de 150 A (**Ver anexos I. Tabla 30**)

Para un electrodo E7018 y 150A la tasa de deposición aproximado es de 1.57 kg/h. (**Ver anexos I. Tabla 32**)

$$TARC = \frac{7.45 \text{ g}}{1.57 \text{ kg/h}} = 4.75 \text{ h}$$

Tiempo total

Incluye el tiempo de soldadura más el tiempo necesario para otras operaciones (remoción de escorias, resaltos, cambios de electrodo, posición etc.)

$$T_{total} = \frac{TARC}{\varphi}$$

Donde

- $\varphi = \text{Eficiencia del operador}$

La eficiencia del operador para soldadura manual es de 30%. (**Ver anexos I. Tabla 31**)

$$T_{total} = \frac{4.75 \text{ h}}{30\%} = 15.83 \text{ h}$$

Tiempo total=4.75 h + 15.83 h=20.58 h

Costo de mano de obra

Salario del soldador estimado 18 000 C\$ mensual, tomando en cuenta 20 días laborales y 8 horas diarias, el salario por hora es de 112.5 C\$

$$CMO = Ttotal * CH$$

Donde

- CH= Costo de mano de obra por hora

$$CMO = Ttotal * CH = 112.5 \frac{C\$}{h} \times 20.58 h = 2315.25 C\$$$

Costo de energía eléctrica

$$Cee = \frac{P * tarc * Pee}{\psi}$$

Donde

$P = Potencia\ electrica$

$Pee = Costo\ por\ kw/h$

$\psi = Eficiencia\ del\ equipo\ de\ soldar$

El costo por Kw/h en nicaragua es de 8C\$/h y la eficiencia del equipo estimado es de 70%

$$Cee = \frac{\frac{110V * 150A}{1000} * 4.75 h * 8C\$/h}{70\%} = 895.71 C\$$$

8.8. Cálculo del portamandíbulas

El porta mandíbula es una pieza importante de la trituradora, ya que es el componente que sostiene las mandíbulas móviles que aplastan la roca o el material que se está triturando. El espesor del porta mandíbula debe ser calculado basándose en la fuerza máxima que soporta

Se selecciona AISI 4140 para las mandíbulas de la trituradora con un esfuerzo de fluencia de 417 Mpa. **(Ver anexos I, tabla 19)**

Para un factor de seguridad de $N=2$ el esfuerzo permisible es de:

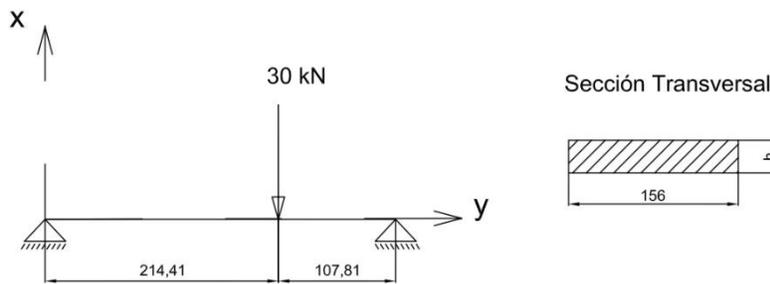
$$\sigma_p \geq \frac{S_y}{N} = \frac{417 \text{ Mpa}}{2} = 208.5 \text{ Mpa}$$

8.8.1. Esfuerzo de flexión

Se calcula el esfuerzo de flexión para una carga de 30 kN. En la **figura 21** se observa las dimensiones y sección transversal de las mandíbulas de la trituradora.

Figura 21.

Diagrama de cuerpo libre de la porta mandíbulas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica y su sección transversal



Nota: Elaboración Propia

Según el diagrama de momento flector del porta mandíbula (**Ver Anexos I. Figura 66**), el momento flector máximo es de $M=2.15 \text{ kN/m}$.

Para encontrar el espesor del porta mandíbula se utiliza la siguiente fórmula:

$$h \geq \sqrt{\frac{6M}{\sigma_p b}}$$

Por lo tanto, el valor de h es de:

$$h \geq \sqrt{\frac{6(2.15 \text{ kN} - m)}{208.5 \text{ Mpa} * 0.156 \text{ mm}}} = 19.9 \text{ mm}$$

Se selecciona un espesor de 20 mm

8.8.2. Pernos de sujeción de las mandíbulas

Para la sujeción de las mandíbulas al porta mandíbula y a la pared delantera se utiliza una distribución de 6 pernos de cabeza cilíndrica. La fuerza que se transmite a los pernos es de 30 kN por lo tanto esta se distribuirá entre 6 pernos:

$$F = \frac{30 \text{ kN}}{6} = 5 \text{ kN}$$

El material utilizado para los pernos es acero grado 9.8 para medidas métricas con un esfuerzo de fluencia de 720 Mpa. **(Ver anexos I. Tabla 33)** Con un factor de seguridad N=2. El esfuerzo permisible es de:

$$\sigma_p = \frac{720 \text{ Mpa}}{2} = 360 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo permisible se representa con la siguiente fórmula:

$$\sigma_p = \frac{F}{A}$$

Donde $A = \frac{\pi D^2}{4}$

Sustituyendo el área en la ecuación anterior tenemos:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi D^2}$$

Despejando el diámetro del perno tenemos:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_p}}$$

Por lo tanto, el diámetro del perno es de:

$$D = \sqrt{\frac{4(5 \text{ kN})}{\pi(360 \text{ Mpa})}} = 4.2 \text{ mm}$$

Se utilizarán pernos M8

Cálculo de fuerza cortante

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi D^2}$$

Por lo tanto, el esfuerzo cortante para cada perno es de:

$$\tau = \frac{4F}{\pi D^2} = \frac{4(5 \text{ kN})}{\pi(0.008\text{m})^2} = 99471 \text{ kN} = 99.5 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo calculado es menor que el del material. Por lo tanto, los pernos resisten a la carga de 30 kN. Se utilizarán pernos de cabeza cilíndrica de grado 9.8.

8.8.3. Cálculo del buje del portamandíbulas

Parte de porta mandíbula que va acoplada al eje excéntrico el cual cuenta con las siguientes dimensiones:

$$D_i = 140 \text{ mm}$$

$$L = 156 \text{ mm}$$

Para una fuerza de 16 kN. La presión ejercida sobre el eje se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{efect}}} = \frac{F}{D_i * L}$$

Por lo tanto

$$\sigma = \frac{16 \text{ kN}}{0.14 * 0.156} = 732.6 \text{ kpa}$$

Se selecciona acero AISI 4140 utilizado también para el porta mandíbula

Para un factor de seguridad $N=2$ y un esfuerzo de fluencia de 417 Mpa. El esfuerzo permisible es de:

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{2} = \frac{417 \text{ Mpa}}{2} = 208.5 \text{ Mpa}$$

El espesor del buje mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_{perm} \geq \frac{\sigma * D_i}{2t}$$

Despejando el espesor

$$t \geq \frac{\sigma * D_i}{2\sigma_{adm}}$$

Por lo tanto

$$t \geq \frac{732.6 \text{ kpa} * 140\text{mm}}{2 * 208.5 \text{ Mpa}} = 0.24 \text{ mm}$$

Se selecciona un espesor de 10 mm

8.8.3.1. Soldadura del buje

El buje donde se posiciona el eje con los rodamientos y la placa del porta mandíbulas van soldadas por medio de soldadura con arco eléctrico. Para un acero AISI 4140 se recomienda un electrodo E7018 de 1/8". La unión entre dos piezas se puede lograr mediante soldadura a tope con bisel en llama en la interfaz entre las dos piezas.

La resistencia de la soldadura de tope sometida a esfuerzo cortante se calcula con la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{F}{hl}$$

Donde

F = Fuerza a la que está sometida la placa (30kN)

h = Garganta de la soldadura

l = Longitud de la soldadura

Siendo $h=15$ mm y longitud $l=156$ mm, el esfuerzo cortante de la soldadura es de:

$$\tau = \frac{30\,000\text{ N}}{15\text{mm} * 156\text{mm}} = 13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 13\text{ Mpa}$$

Según la tabla el esfuerzo último de tensión para los electrodos E70XX (**Ver Anexos I. Tabla 34**)

es de 482 Mpa

Según la tabla el esfuerzo permisible (**Ver anexos I. Tabla 35**) para una soldadura a tope sometida a esfuerzo cortante es de:

$$\sigma_{perm} = 0.3S_{ut}$$

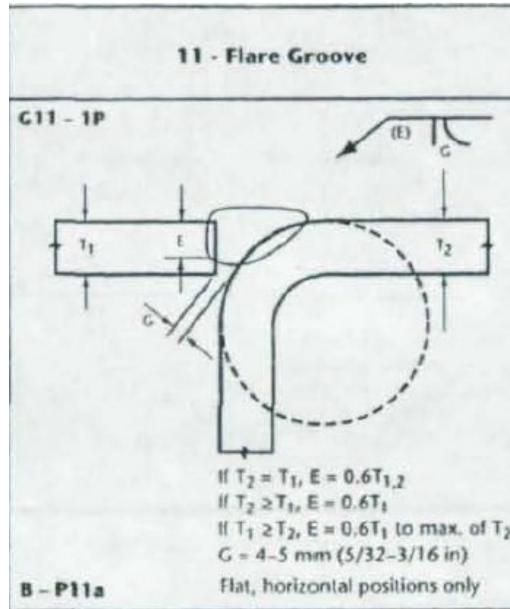
$$\tau_{perm} = 0.3(482\text{ Mpa}) = 144.6\text{ Mpa}$$

Al ser $\tau_{perm} > \tau$ indica que la soldadura es capaz de resistir la carga de 30KN

8.8.3.1.1. Cantidad de soldadura

Figura 22.

Soldadura de bisel en llama



Fuente: Department of Civil Engineering University of Toronto, Effective Throat for Flare Bevel and Flare-V. J.A. Packer, Ph.D., G.S. Frater, Ph.D. Marzo 2003

Se emplea una soldadura con bisel en llama como se observa en la **figura 22**. Mediante esta imagen se obtienen las siguientes dimensiones de la soldadura:

$$t1 \geq t2, E = 0.6T1$$

$$E = 0.6 * 20\text{mm}$$

$$E = 12 \text{ mm}$$

Se selecciona $E=12 \text{ mm}$ y $G=4\text{mm}$

La apertura es de 10 mm

El área aproximada del cordón de soldadura es el siguiente:

$$A = \frac{12\text{mm} * 10\text{mm}}{2} = 60 \text{ mm}^2$$

La longitud del cordón de soldadura es de 156 mm por lo tanto el volumen del cordón es de:

$$V = 60 \text{ mm}^2 * 156 \text{ mm} = 9360 \text{ mm}^3$$

Al ser dos cordones de soldadura el volumen total es de:

$$V_{total} = 9360 \text{ mm}^3 * 2 = 18720 \text{ mm}^3 = 18.720 \text{ cm}^3$$

Para calcular la masa total de soldadura se multiplica el volumen por la densidad aproximada del material de aportación que es de 7.8 g/cm^3 .

$$M_{total} = 18.720 \text{ cm}^3 * 7.8 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 146.016 \text{ g}$$

Al ser la soldadura de electrodo revestido de SMAW la eficiencia es del 55%

$$M_{total} = \frac{146.016 \text{ g}}{55\%} = 265.48 \text{ g} = 0.265 \text{ kg}$$

Tiempo de soldadura

Para un electrodo de 1/8 la intensidad de corriente es de 150 A (**Ver anexos I. Tabla 30**)

Para un electrodo E7018 y 150 A la tasa de deposición aproximado es de 1.57 kg/h (**Ver anexos I. Tabla 32**)

$$TARC = \frac{mce}{zm} = \frac{0.265 \text{ g}}{1.57 \text{ kg/h}} = 0.2 \text{ h}$$

Tiempo total

La eficiencia del operador para soldadura manual es de 30%. (**Ver anexos XV. Tabla 31**)

$$T_{total} = \frac{TARC}{\varphi} = \frac{0.2 \text{ h}}{30\%} = 0.7 \text{ h}$$

Costo de mano de obra

Para un costo por hora es de 112.5 C\$

$$CMO = T_{total} * CH = 112.5 \frac{C\$}{h} * 0.7 h = 80 C\$$$

Costo de energía eléctrica

El costo por Kw/h en nicaragua es de 8C\$/h y la eficiencia del equipo estimado es de 70%

$$C_{ee} = \frac{P * t_{arc} * P_{ee}}{\psi} = \frac{\frac{110V * 150A}{1000} * 0.2 h * 8C\$/h}{70\%} = 40 C\$$$

8.8.4. Soldadura de placas del porta mandíbulas

Para reforzar la estructura del porta mandíbulas se sueldan 4 placas de 10mm de espesor y longitud de 156mm. El tipo de unión es en T con soldadura de filete utilizando el electrodo E7018 de 1/8"

Las soldaduras de filete por lo general están sometidas a esfuerzos cortantes. La resistencia de la soldadura de filete se determina mediante la siguiente fórmula

$$P = \tau A$$

Donde:

P = Fuerza a la que está sometida la placa (30kN)

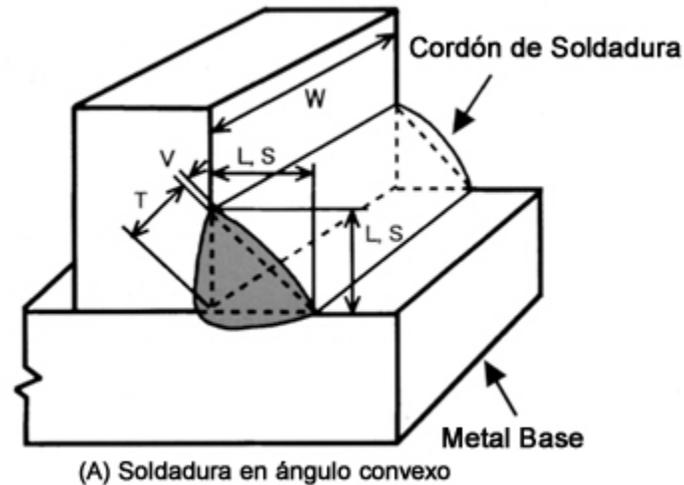
A = Área sometida a fuerza cortante

τ = Esfuerzo cortante admisible

La soldadura de filete por lo general falla a lo largo de su menor dimensión, llamada la garganta el cual es la dimensión T. La soldadura es en ángulo convexo como se puede ver en la **figura 23**.

Figura 23.

Medidas del cordón de soldadura de filete de ángulo convexo



Fuente: <https://www.kobelco-welding.jp/> , El ABC de la soldadura por arco.

Para encontrar el valor del área que está sometida a esfuerzos cortantes se utiliza la siguiente fórmula:

$$A = T * w = s * \sin 45 * w = 0.707sw$$

Donde

A = Área sometida a esfuerzos cortantes

s = Medida del cateto de soldadura de filete

w = Longitud de la soldadura de filete

Según la Figura de tamaños mínimos de soldadura de filete (**Ver Anexos I. Figura 67**) Para un espesor de placa de 10mm, el tamaño mínimo del cateto de soldadura de filete es de 5 mm.

Por lo tanto, el área sometida a esfuerzos cortantes con una medida del cateto de 5mm y longitud de 156mm es igual a:

$$A = 0.707 * 5mm * 156mm = 551.46 mm^2$$

El esfuerzo cortante admisible para soldadura de filete es de 0.3 veces el esfuerzo último de tensión del electrodo.

Para un electrodo E7018 con esfuerzo último de tensión de 70 000 psi (482.6Mpa), el esfuerzo cortante admisible es de:

$$\tau = 0.3 * 482.6 Mpa = 144.78 Mpa$$

La soldadura está sometida a la fuerza de trituración de 30kN por lo tanto el esfuerzo cortante es de:

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{30\,000\,N}{551.46\,mm^2} = 54.4\,Mpa$$

Al ser el esfuerzo menor al esfuerzo cortante permisible indica que la soldadura es capaz de soportar la fuerza de trituración de 30kN.

8.8.4.1. Cantidad de soldadura

El área aproximada del cordón de soldadura de sección transversal triangular con base y altura igual a 5mm es de:

$$A = \frac{5mm * 5mm}{2} = 12.5 mm^2$$

La longitud del cordón de soldadura es de 156 mm por lo tanto el volumen del cordón es de:

$$V = 12.5 mm^2 * 156mm = 1950 mm^3$$

Al ser 14 cordones de soldadura el volumen total es de:

$$V_{total} = 1950 mm^3 * 14 = 27300 mm^3 = 27.3 cm^3$$

Para calcular la masa total de soldadura se multiplica el volumen por la densidad aproximada del material de aportación que es de 7.8 g/cm^3 .

$$M_{total} = 27.3 \text{ cm}^3 * 7.8 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 212.94 \text{ g}$$

Al ser la soldadura de electrodo revestido de SMAW la eficiencia es del 55%

$$M_{total} = \frac{212.94 \text{ g}}{55\%} = 387.16 \text{ g} = 0.387 \text{ kg}$$

Tiempo de soldadura

Para un electrodo de 1/8 la intensidad de corriente es de 150 A (**Ver anexos I. Tabla 30**)

Para un electrodo E7018 y 150 A la tasa de deposición aproximado es de 1.57 kg/h (**Ver anexos I. Tabla 32**)

$$TARC = \frac{mce}{zm} = \frac{0.387 \text{ g}}{1.57 \text{ kg/h}} = 0.25 \text{ h}$$

Tiempo total

La eficiencia del operador para soldadura manual es de 30%. (**Ver anexos I. Tabla 31**)

$$T_{total} = \frac{TARC}{\varphi} = \frac{0.25 \text{ h}}{30\%} = 0.83 \text{ h}$$

Costo de mano de obra

Para un costo por hora es de 112.5 C\$

$$CMO = T_{total} * CH = 112.5 \frac{\text{C\$}}{\text{h}} * 0.83 \text{ h} = 93.4 \text{ C\$}$$

Costo de energía eléctrica

El costo por Kw/h en nicaragua es de 8C\$/h y la eficiencia del equipo estimado es de 70%

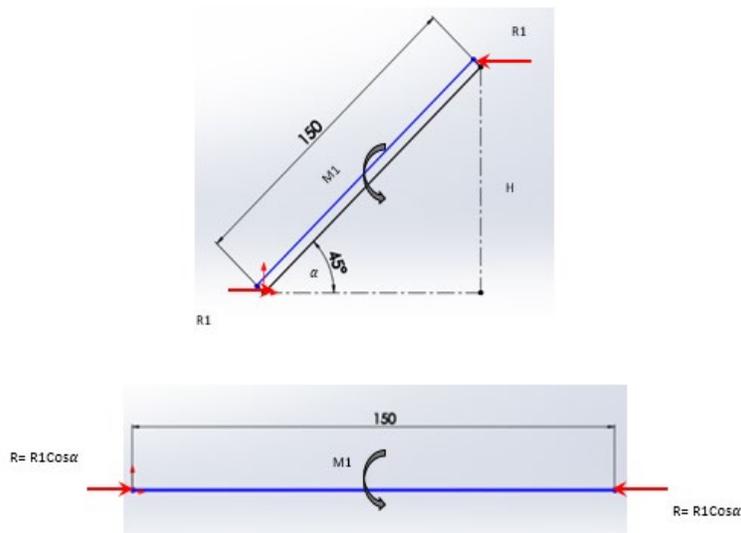
$$C_{ee} = \frac{P * \text{tarc} * P_{ee}}{\psi} = \frac{110V * 150A}{1000} * 0.25 h * 8C\$/h}{70\%} = 47.14 C\$$$

8.9. Cálculo de la biela

A continuación, se analiza el diagrama de esfuerzo de la biela y se realizan los cálculos correspondientes a flexión, compresión y al pandeo.

Figura 24.

Diagrama de esfuerzos de la biela



Fuente: Elaboración propia

Se calcula la reacción horizontal R y el momento M en base al diagrama de esfuerzos

$$R = R_1 \cos \alpha$$

$$M_1 = R_1 * H$$

$$\text{Sen} \alpha = \frac{H}{L_1} \rightarrow M_1 = R_1 * L_1 * \text{Sen} \alpha$$

Se tienen los siguientes datos donde:

La longitud L_1 tentativa igual a 150 mm

$R_1 = 13.94 \text{ KN}$ Fuerza transmitida de la biela a la mandíbula

$\alpha = 45^\circ$ Angulo de inclinación de la biela

Cálculo a la Flexión

Cálculo de la Reacción R (Ver Figura 24)

$$R = R_1 \cos \alpha$$

$$R = 13.94 \text{ KN} * \cos(45^\circ)$$

$$R = 9,857.06 \text{ N}$$

Cálculo del momento flector M1

$$M_1 = R_1 * L_1 * \text{Sen} \alpha$$

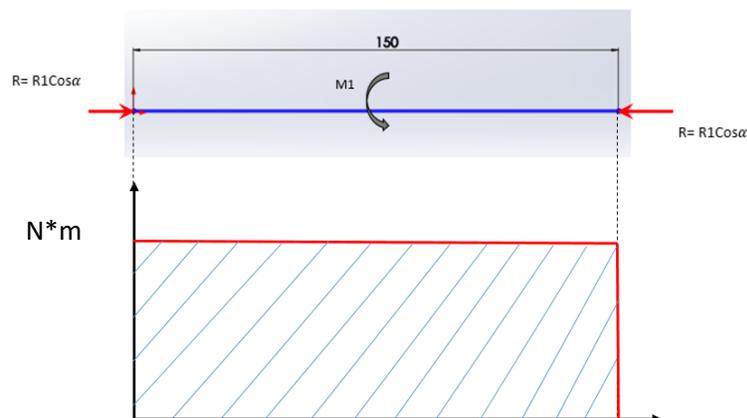
$$M_1 = 13.94 \text{ KN} * 0.15 \text{ m} * \text{Sen}(45^\circ)$$

$$M_1 = 1,478.56 \text{ N} * \text{m}$$

Como el momento flector es el mismo en toda la biela (Ver Figura 24), el diagrama queda de la siguiente manera (Ver Figura 25).

Figura 25.

Diagrama de momento flector



Fuente: Elaboración propia

Del diagrama de momento flector se tiene que el momento flector máximo es:

$$M_1 = 1,478.56 \text{ N} * \text{m}$$

Para el cálculo a flexión se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_f = \frac{M_1}{S} \leq [\sigma_{adm}] \text{ Ec. 1}$$

Para un elemento rectangular como la biela (**Ver Anexos I. Figura 68**) el módulo de sección S es:

$$S = \frac{b_1 * h_1^2}{6}$$

Reemplazando en la Ec.1

$$\sigma_f = \frac{M_1}{\frac{b_1 * h_1^2}{6}} \leq [\sigma_{adm}]$$

$$\sigma_f = \frac{M_1}{[\sigma_{adm}]} \leq \frac{b_1 * h_1^2}{6}$$

$$b_1 \geq \frac{6M_1}{[\sigma_{adm}] * h_1^2}$$

El material adecuado para la biela es acero AISI 1045 ya que este tiene un contenido de carbono de alrededor del 0.45% lo que da una buena resistencia a la flexión y buena resistencia a la fatiga. Las propiedades de este material se encuentran en la tabla de propiedades mecánicas de aceros. (**Ver anexos I. Tabla 18**). Las cuales son las siguientes:

$$S_y = 310 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 570 \text{ MPa}$$

Nota: La condición para el material será laminado en caliente (HR)

La dimensión de h_1 (**Ver Figura 28**) se escoge similar al de las máquinas existen de este tipo. Se asume:

$$h1 = 18mm$$

Entonces

$$b1 \geq \frac{6(1,478.56 N * m)}{[310 \times 10^6 N/m^2] * (0.018m)^2}$$

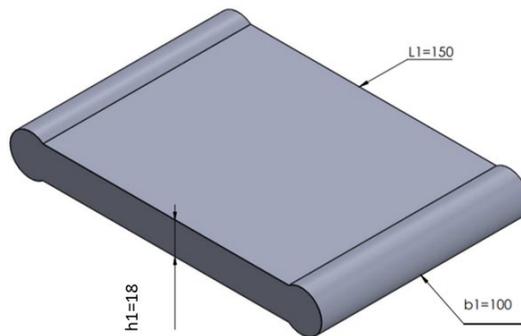
$$b1 \geq 0.088 m$$

Por motivos de diseño se selecciona un ancho de:

$$b1 = 10 cm$$

Figura 26.

Dimensiones de la biela



Nota: Elaboración propia

Cálculo a Compresión:

Se debe calcular la tensión a compresión con la siguiente ecuación:

$$\sigma_c = \frac{R}{Ab} \leq [\sigma_{adm}] \text{ Ec. 2}$$

En esta ecuación se debe cumplir que el cálculo de tensión a compresión sea menor igual que la tensión admisible para que la biela no falle por compresión.

Donde:

A_B = Área de la biela donde está aplicada la fuerza R

$$\sigma_{adm} = S_y = 310 \text{ MPa}$$

$$A_B = b_1 * h_1$$

Reemplazando en la Ec.2

$$\sigma_c = \frac{R}{b_1 * h_1}$$
$$\sigma_c = \frac{9,857.06 \text{ N}}{(0.10 \text{ m}) * (0.018)}$$
$$\sigma_c = 5,476,144.44 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

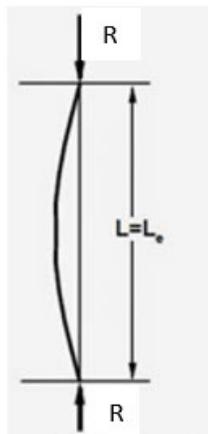
Como $\sigma_c = 5,476,144.44 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \leq S_{ut} = 310,000,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$. En la biela no hay posibilidades de fallo por compresión.

Cálculo al pandeo:

Para el cálculo al pandeo se toma a la biela como una columna larga de Euler articulada en sus dos extremos. Para este caso se asume a la fuerza R (**Figura 27**) como una carga crítica real en la biela.

Figura 27.

Pandeo de un cuerpo sometido a compresión



Nota: Adaptado de Diapositivas Unidad V resistencia de materiales II (López, 2020)

Esfuerzo crítico en las columnas

$$\sigma_{Cr} = \frac{E * I * \pi^2}{L_e^2} \text{ EC. 3}$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad

I : Momento de inercia

L_e : Longitud efectiva de la columna igual a la longitud propuesta de la biela

Para el módulo de elasticidad se utiliza 200 Gpa que es el valor más común dentro de los aceros.

El momento de inercia I (**Ver Anexos I. Figura 68**) Para un elemento de forma rectangular es:

$$I = \frac{b1 * h1^3}{12}$$

Para que no existan fallas por pandeo se debe cumplir que el valor de σ_{Cr} debe ser mayor que el valor de la fuerza R .

Reemplazando en Ec.3

$$\sigma_{Cr} = \frac{E * b1 * h1^3 * \pi^2}{12L_e^2} \sigma_{Cr} = \frac{(200 \times 10^9 \text{ N/m}^2) * (0.10 \text{ m}) * (0.018 \text{ m})^3 * \pi^2}{12(0.15 \text{ m})^2}$$

$$\sigma_{Cr} = 4,263,669.1 \text{ N}$$

$$\text{Entonces } R = 9,857.06 \text{ N} \leq \sigma_{Cr} = 4,263,669.1 \text{ N}$$

Como $R < \sigma_{Cr}$, no hay posibilidad de fallo por pandeo debido a que la fuerza necesaria para que la biela pandee debe ser mayor o igual a σ_{Cr}

8.10. Cálculo de las calzas de soporte para la biela

Las calzas de soporte serán de forma circular con un diámetro de 25 mm, las calzas se ubican en cada extremo de la biela, una de ellas va unida a la porta mandíbulas, y la otra estar acoplada en el sistema de regulación de la biela.

8.10.1. Esfuerzo circunferencial

Este se hace a partir del esfuerzo circunferencial (σ_C)

$$\sigma_C = \frac{P_{cb} d_{icb}}{2e_{cb}} \leq \sigma_{adm} \text{ Ec. 4}$$

Donde:

P_{cb} : Presión en la calza de la biela

d_{icb} : Diámetro interior en la calza

d_{ecb} : Diámetro exterior en la calza

e_{cb} : Espesor de la calza

L_{cb} : Longitud de la calza

Entonces despejando el espesor de Ec.4

$$e_{cb} \geq \frac{P_{cb} * d_{icb}}{2\sigma_{adm}}$$

Para obtener el espesor de la calza primero se debe calcular la presión en la calza.

$$P_{cb} = \frac{R}{L_{cb} * d_{icb}}$$

$$P_{cb} = \frac{13,968.98 \text{ N}}{(0.15 \text{ m}) * (0.025 \text{ m})}$$

$$P_{cb} = 3,725,061.333 \text{ N/m}^2$$

Nota: las dimensiones de la calza las tomamos como tentativas con una longitud de 150 mm al igual que la de la biela, un diámetro interior de 25 mm y un diámetro exterior de 50 mm.

Se escoge acero AISI 1045 (**Ver anexos I. Tabla 18**). $\sigma_{adm} = S_y = 310 \text{ MPa}$

Reemplazando tenemos:

$$e_{cb} \geq \frac{(3,725,061.333 \text{ N/m}^2)(0.025 \text{ m})}{2(310 \times 10^6 \text{ N/m}^2)}$$
$$e_{cb} \geq 1.50 \times 10^{-4} \text{ m} \quad e_{cb} \geq 0.15 \text{ mm}$$

Por motivos de diseño se elige un espesor de 25 mm. Se comprueba que esta chapa sirve para la función a desarrollar debido a que el espesor escogido de 25 mm es mayor que el espesor calculado de 0.15mm.

8.10.2. Cálculo de las calzas al aplastamiento

$$\sigma_{Apl} = \frac{R}{\frac{A_a}{pl}} \leq \sigma_{adm} \text{ Ec. 4}$$

Donde:

A_{apl} : Área de aplastamiento

$$A_{apl} = L_{cb} * d_{icb}$$

Para que no exista falla en la biela por aplastamiento se debe comprobar que el esfuerzo al aplastamiento debe ser menor igual que la tensión admisible.

$$\sigma_{Apl} = \frac{R}{L_{cb} * d_{icb}} \leq \sigma_{adm}$$

Para este caso se escoge acero AISI 1045 $\sigma_{adm} = S_y = 310 \text{ MPa}$

$$\sigma_{Apl} = \frac{13,968.98 \text{ N}}{(0.15 \text{ m}) * (0.025 \text{ m})} \leq 310,000,000 \text{ N/m}^2 \quad \sigma_{Apl} = 3,725,061.333 \text{ N/m}^2$$
$$\leq 310,000,000 \text{ N/m}^2$$

Como $\sigma_{Apl} < \sigma_{adm}$ no hay posibilidades de fallo al aplastamiento.

8.10.3. Diámetro de los pernos en el sistema de regulación de la biela

El diámetro de los 4 pernos que van en el sistema de regulación se obtiene a partir del esfuerzo de compresión.

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A_p} \leq \sigma_{adm}$$

Donde:

F_p : Fuerza del perno

A_p : Área del perno

Siendo R la fuerza que va a actuar en cada uno de los 4 pernos entonces:

$$F_p = \frac{R}{4}$$

El área de del perno es:

$$A_p = \frac{\pi}{4} d_p^2$$

Reemplazando F_p y A_p , y despejando d_p Tenemos:

$$\sigma_p = \frac{\frac{R}{4}}{\frac{\pi}{4} d_p^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$d_p^2 = \frac{R}{\pi(\sigma_{adm})} = \sqrt{\frac{R}{\pi(\sigma_{adm})}}$$

$$d_p \geq \sqrt{\frac{9,857.06 \text{ N}}{\pi(310 \times 10^6 \text{ N/m}^2)}}$$

$$d_p \geq \sqrt{1.012 \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$d_p \geq 3.18 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_p \geq 3.18 \text{ mm}$$

Por motivos de diseño se selecciona:

$$d_p = 12 \text{ mm}$$

Nota: Usaremos pernos M12, pernos con cabeza hexagonal para estructuras - DIN 7990

8.10.4. Soldadura de las calzas

Para soldar las calzas con el sistema de regulación y la placa de la porta mandíbulas se utiliza también un electrodo E7018 para un acero AISI 1045 al ser altamente resistente a la fisuración y a la fatiga, lo que lo hace ideal para aplicaciones de alta resistencia. El tipo de unión entre las piezas es mediante soldadura de filete.

8.11. Sistema de amortiguación

El sistema de amortiguación de la trituradora de mandíbulas se utiliza para mantener la tensión adecuada en la mandíbula móvil y absorber las vibraciones y las fuerzas de impacto durante la trituración. Está compuesto por una varilla de tensión que se encuentra en la parte posterior de la mandíbula móvil y se sujeta en su lugar mediante un resorte de tensión.

8.11.1. Cálculo de la varilla de tensión

La varilla de tensión se diseña para soportar la fuerza máxima de trituración de 30 kN. Se selecciona un acero AISI 1045 estirado en frío con las siguientes propiedades mecánicas (**Ver Anexos I. Tabla 18**)

S_y : 530 Mpa

S_{ut} : 630 Mpa

Se utiliza un factor de seguridad $N=2$ por lo tanto el esfuerzo permisible es de:

$$\sigma_p = \frac{530 \text{ Mpa}}{2} = 265 \text{ Mpa}$$

Se utiliza la fórmula de esfuerzo axial:

$$\sigma_p \geq \frac{F}{A}$$

$$\text{Donde } A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Por lo tanto

$$\sigma_p \geq \frac{4F}{\pi d^2}$$

Despejando d para encontrar el diámetro óptimo del vástago

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi\sigma_p}} = \sqrt{\frac{4(30\text{kN})}{\pi(265000\text{ kpa})}} = 12\text{ mm}$$

Se selecciona un diámetro de la varilla de tensión de 16 mm

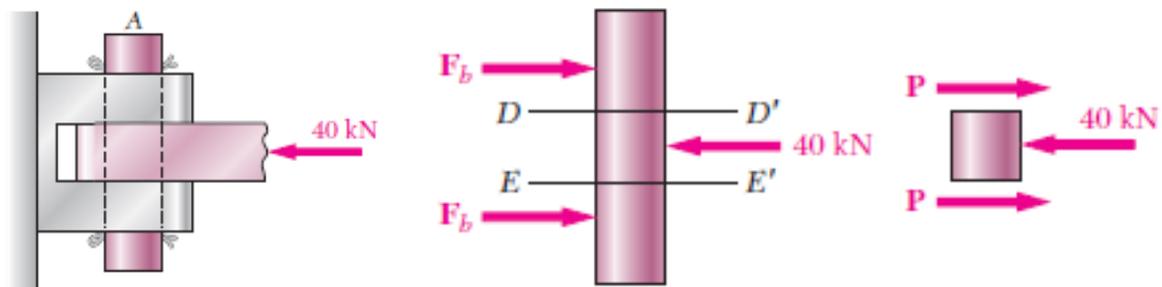
En el extremo de la varilla de tensión se coloca una tuerca M16X1.5 fabricada en acero de alta resistencia grado 9.8. Esta tuerca se utiliza para asegurar de manera adecuada la fijación de la varilla, garantizando así la tensión requerida en el sistema.

Pasador cilíndrico

La varilla de tensión tendrá un extremo plano que permitirá la unión de la varilla con la mandíbula móvil mediante un pasador cilíndrico.

Figura 28.

Pasador sometido a cortante doble



Nota: Adaptado de mecánica de materiales. Beer Jhonston. 5ta edición (Pág. 13)

Se selecciona un acero AISI 1045 con un esfuerzo permisible de 265 Mpa

$$F_{pasador} = F_{varilla} = 30 \text{ kN}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{pasador} = \frac{F}{A} = 30 \text{ kN}$$

Donde la fuerza del pasador se divide entre dos por encontrarse en corte doble

$$\tau_{pasador} = \frac{F/2}{A} \leq \sigma_p$$

Por lo tanto

$$\tau_{pasador} = \frac{2F}{\pi d^2} \leq \sigma_p$$

Despejando el diámetro del pasador

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_p}} = \sqrt{\frac{2(30 \text{ kN})}{\pi(265000 \text{ kpa})}} = 8.5 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se selecciona 12 mm de diámetro del pasador

Cálculo del extremo de la varilla

Uno de los extremos de la varilla de tensión es de sección rectangular para permitir la unión de la varilla con la mandíbula móvil mediante el pasador cilíndrico.

Se asumen las siguientes dimensiones

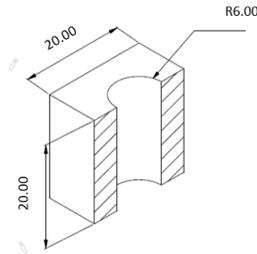
$$t=20\text{mm}$$

$$L=20\text{mm}$$

Donde el diámetro del pasador es de 12 mm

Figura 29.

Dimensiones del extremo plano de la varilla de tensión



Nota: Elaboración propia

Área efectiva

$$A_{effect} = t(L - d) = 20 * (20 - 12) = 160mm^2 = 1.6x10^{-4} m^2$$

Se comprueba el esfuerzo por flexión

$$\sigma_p \geq \frac{F}{A}$$

Por lo tanto

$$265 \text{ Mpa} \geq \frac{30kN}{1.6x10^{-4} m^2} = 19 \text{ Mpa}$$

Al ser el esfuerzo menor que el esfuerzo permisible no hay falla por flexión

8.11.2. Cálculo del resorte de amortiguación

Se encuentra localizado en uno de los extremos de la varilla utilizada para reducir vibraciones y los impactos generados durante el proceso de trituración. Para esta aplicación se utiliza un resorte helicoidal de compresión. Para su cálculo se utiliza la metodología del libro Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott.

8.11.2.1. Selección del material

La mayor parte de aplicaciones mecánicas se usa alambre metálico: de acero al alto carbón (lo más común), acero aleado, acero inoxidable, latón, bronce, cobre al berilio o aleaciones a base de níquel. Se seleccionó el material ASTM A227 estirado en frío, de uso general, con 0.60 a 0.70% de carbón; bajo costo (**Ver anexos I. Tabla 36**). Este material tiene las siguientes propiedades (**Ver anexos I, tabla 37**):

Módulo de cortante (G)= 11.5×10^6 *psi* ó 79.3 *Gpa*

Módulo en tensión (E)= 28.6×10^6 *psi* ó 197 *Gpa*

8.11.2.2. Esfuerzo máximo admisible

El esfuerzo admisible que se utiliza en un resorte depende del tipo de carga, el material y el tamaño del alambre. Según una clasificación frecuente, hay tres tipos de carga. (Mott L. R., 2006, pág. 756)

- Servicio ligero: Cargas estáticas o hasta 10 000 ciclos de carga, con baja rapidez de carga (sin impacto).
- Servicio promedio: Casos típicos en el diseño de máquinas: aplicación con rapidez moderada y hasta un millón de ciclos.
- Servicio severo: Ciclos rápidos, con más de un millón de ciclos; posibilidad de choques o impactos: un buen ejemplo son los resortes de válvulas de motor.

Para esta aplicación se considera de servicio severo puesto que está expuesto a choques y a cargas de impacto.

Según la figura de esfuerzos cortante de diseño para alambre de acero ASTM A227 (**Ver anexos I. Figura 69**) Para servicio severo y un diámetro del alambre de 6mm el valor de esfuerzo admisible para acero ASTM A227 es de 550 Mpa.

8.11.2.3. Dimensiones del resorte

Se selecciona un diámetro del alambre de 6mm de calibre número 6 (**Ver anexos I. Tabla 38**), y un diámetro interior de 30 mm. Por lo tanto, el diámetro medio del resorte es de:

$$D_m = D_I + d$$

$$D_m = 30mm + 6mm = 36mm$$

El diámetro exterior del resorte se calcula con la siguiente fórmula:

$$D_e = D_I + 2d$$

$$D_e = 30mm + 2(6mm) = 42mm$$

8.11.2.4. Índice de resorte

El índice C de resorte es la razón entre el diámetro D de la espiral y el diámetro del alambre.

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$C = \frac{D_m}{d} = \frac{36}{6} = 6$$

Se recomienda que C sea mayor que 5.0, y los resortes comunes en maquinaria tienen valores de C que van de 5 a 12.

8.11.2.5. Factor Wahl del resorte

El factor de Wahl determina el factor de concentración de esfuerzos para un alambre redondo incluyendo los efectos del cortante directo como la concentración de esfuerzos debido a la curvatura.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

Siendo el índice de resorte C=6, se tiene como resultado

$$K_w = \frac{4 * 6 - 1}{4 * 6 - 4} + \frac{0.615}{6} = 1.2525$$

8.11.2.6. Esfuerzo cortante

Al comprimir un resorte de compresión mediante una carga axial, el alambre se tuerce. Por consiguiente, el esfuerzo desarrollado es el esfuerzo cortante por torsión que se calcula de la siguiente manera:

$$\tau_{max} = \frac{8K_w F_o C}{\pi d^2}$$

Donde:

K_w = Factor de Wahl

F_o = Fuerza máxima del resorte en su operación normal

C = Índice de resorte

d = Diámetro del alambre del resorte

Siendo la fuerza máxima de operación de 400 N el cual es el peso estimado de la porta mandíbulas y la mandíbula móvil.

$$\tau_{max} = \frac{8 * 1.2525 * 400N * 6}{\pi(6mm)^2} = 212.63 \text{ N/mm}^2$$

8.11.2.7. Constante de resorte

La constante de resorte se calcula de la siguiente fórmula

$$k = \frac{F_o}{L_f - L_o}$$

Donde:

F_o = Fuerza máxima que siente el resorte en su operación normal

L_f = Longitud libre del resorte

L_o =Longitud de operación

Para esta aplicación se asume una longitud libre de 76mm y una longitud de operación de 66mm, dando una deflexión de operación de 10mm.

$$k = \frac{400N}{76mm - 66mm} = 40 \frac{N}{mm}$$

8.11.2.8. Número de espiras

Siendo la ecuación de deflexión lineal del resorte

$$f = \frac{8FC^3N_a}{GD_w}$$

Donde:

F_o =Fuerza máxima del resorte en su operación normal

C=Índice de resorte

N_a = Número de espiras activas

G=Módulo de corte

D_w =Diámetro del alambre del resorte

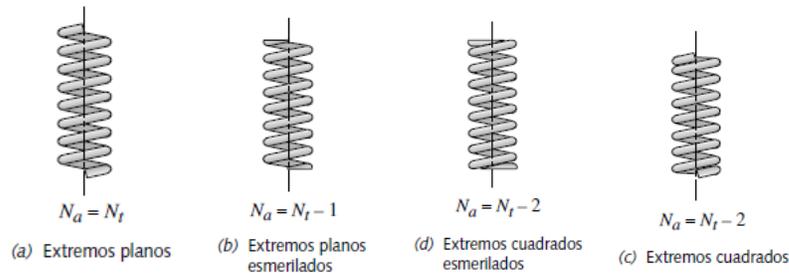
Siendo $\frac{F}{f} = k$, la constante de resorte, se despeja el número de espiras activas N_a

$$N_a = \frac{GD_w}{8kC^3}$$
$$N_a = \frac{7.93 \times 10^4 N/mm^2 * 6mm}{8 * 40N/mm * 6^3} = 6.8 \approx 7$$

8.11.2.9. Número de espiras totales

Figura 30.

Cuatro estilos de tratamiento en los extremos de la espiral de resortes helicoidales de compresión



Fuente: Diseño de Máquinas. Robert L. Norton. 4ed. (Pág. 658)

En la **figura 30** se observan cuatro tipos de detalles en los extremos de los resortes helicoidales de compresión. Los extremos cuadrados y esmerilados son muy recomendados para resortes de maquinaria los cuales brindan una superficie plana de 270° a 330° para la aplicación de la carga.

El número total de espiras con extremos cuadrados y esmerilados se obtiene de la siguiente forma:

$$N_t = N_a + 2 = 7 + 2 = 9$$

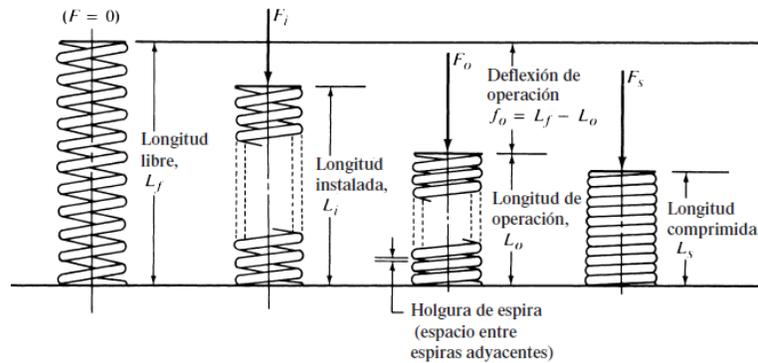
Por lo tanto, el número de espiras totales es de 9

8.11.2.10. Fuerzas y Longitudes del resorte

En la **figura 31** se observa la relación entre la longitud del resorte y la fuerza que ejerce.

Figura 31.

Longitudes de resortes helicoidales a compresión



Fuente: Diseño de Máquinas. Robert L. Mott. 4ed. (Pág. 738)

8.11.2.10.1. Longitud comprimida

Es la longitud del resorte cuando se comprime, de modo que todas las espiras están en contacto.

Se determina con la siguiente ecuación:

$$L_s = dN_t = 6 * 9 = 54 \text{ mm}$$

8.11.2.10.2. Fuerza para longitud comprimida

La fuerza para longitud comprimida es la fuerza máxima a la que se puede someter el resorte el cual se calcula utilizando la fórmula de constante de resorte en función de la fuerza F_s y la longitud L_s

$$k = \frac{F_s}{L_f - L_s}$$

Despejando F_s

$$F_s = k(L_f - L_s)$$

$$F_s = 40 \frac{N}{mm} (76mm - 54mm) = 880 N$$

8.11.2.11. Esfuerzo en longitud comprimida

El esfuerzo en longitud comprimida se puede calcular con la ecuación de esfuerzo de torsión utilizando la fuerza F_s . Sin embargo, al ser los demás datos iguales, se puede utilizar la siguiente proporción.

$$\tau_s = \tau_o \left(\frac{F_s}{F_o} \right)$$

$$\tau_s = 212.63 \frac{N}{mm^2} * \left(\frac{880N}{400N} \right) = 467.786 \frac{N}{mm^2}$$

Este valor es menor que el esfuerzo admisible de 550 Mpa por lo tanto el resorte no tendrá fluencia al comprimirlo hasta su longitud comprimida

8.11.2.12. Paso

El paso, "p", indica la distancia axial de un punto en una espira al punto correspondiente en la siguiente espira. Las relaciones entre paso, longitud libre, diámetro de alambre y número de espiras para extremos cuadrados y rectificadas es de:

$$L_f = pN_a + 2d$$

Despejando el paso

$$N_a = \frac{L_f - 2D_w}{p}$$

$$p = \frac{L_f - 2D_w}{N_a}$$

$$p = \frac{76 - 2 * 6}{7} = 9 mm$$

8.11.2.13. Verificación de pandeo

Un resorte de compresión con carga es como una columna que se puede pandear si es muy estrecho. Para saber si el resorte puede fallar por pandeo se calcula la relación de longitud libre entre el diámetro medio:

$$\frac{L_f}{D_m} = \frac{76 \text{ mm}}{36 \text{ mm}} = 2.11$$

En la figura de criterios de pandeo de resortes (**Ver anexos I. Figura 70**) se puede obtener la relación crítica de deflexión según la relación de longitud libre entre el diámetro medio y se utiliza la curva A de extremos empotrados.

Mediante la curva A para extremos aplanados y rectificadas, se observa que la relación crítica de deflexión es muy alta, y que para cualquier valor de $L_f/D_m < 5.2$ no debe haber falla por pandeo.

8.11.2.14. Holgura de espira

El término holgura de espira se refiere al espacio que existe entre espiras adyacentes, cuando el resorte se comprime hasta su longitud de operación, L_o . La holgura real de espira, cc , puede ser estimada con:

$$cc = (L_o - L_s)/N_a$$
$$cc = \frac{76\text{mm} - 54\text{mm}}{7} = 3.14 \text{ mm}$$

Se recomienda que la holgura sea mayor que $D_w/10$

$$\frac{D_w}{10} = \frac{6}{10} = 0.6$$

Al ser la holgura de 3.14mm mayor a 0.6 mm cumple con este criterio

8.11.2.15. Resultados

Al realizar todos los cálculos de diseño de resorte se obtienen los siguientes resultados:

- Diámetro del alambre $d = 6 \text{ mm}$

- Diámetro medio $D_m = 36 \text{ mm}$
- Diámetro exterior $D_e = 42 \text{ mm}$
- Diámetro interior $D_i = 30 \text{ mm}$
- Longitud libre $L_f = 76 \text{ mm}$
- Longitud de operación $L_o = 66 \text{ mm}$
- Longitud comprimida $L_s = 54 \text{ mm}$
- Número de espiras activas $N_a = 7$
- Número de espiras totales $N_t = 9$
- Paso $p = 9 \text{ mm}$
- Constante de resorte 40 N/mm
- Material: Acero ASTM A227

8.12. Conjunto Bastidor

El bastidor de la trituradora de mandíbulas de excéntrica es la estructura que sostiene y soporta todos los componentes de la trituradora, la estructura cuenta con 4 placas, dos placas laterales, una frontal con sus refuerzos y una posterior con sus refuerzos. Este conjunto debe proporcionar la resistencia y estabilidad necesarias para el funcionamiento eficiente de la máquina.

El material utilizado es un Acero estructural ASTM A36 (**Ver Anexos I. tabla 39**) con las siguientes propiedades mecánicas:

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

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

A continuación, se calcula el espesor de una de las placas, en este caso es la placa frontal, este valor se toma como base para las demás placas.

Ajustando la ecuación de esfuerzo de resistencia de materiales tenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A_{pf}} \leq [\sigma_{adm}]$$

Donde:

F: corresponde a la fuerza de trituración

Apf: Área de la placa frontal

Despejando Apf tenemos:

$$A_{pf} \leq \frac{F}{[\sigma_{adm}]} = \frac{30 \times 10^3 \text{ N}}{250 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 1.2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces:

$$A_{pf} = b * h$$

b: Es el ancho de la placa

h: es el espesor.

Despejando el espesor tenemos

$$h = \frac{A_{pf}}{b} = \frac{1.2 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{0.15 \text{ m}} = 8 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Nota: al ser el espesor calculado tan pequeño, por motivos de diseño se selecciona un espesor para toda la estructura del bastidor de 15 mm, por lo tanto.

$$h = 15 \text{ mm}$$

Nota: Por su geometría compleja, mediante el software SolidWorks se comprueba que la estructura resiste las cargas al triturar.

Descripción de las placas:

Laterales: Desempeñan un papel fundamental en el soporte y protección de la trituradora. Sus dimensiones son de 570 x 350.43 mm. Estas placas se unen al bastidor mediante pernos, se maquinan en las dos placas laterales 6 agujeros pasantes de diámetro 20 mm y 4 agujeros de 12 mm los pernos que se utilizan son pernos de cabeza hexagonal para estructura- DIN 7990, M20 y M12, fabricados de acero de alta resistencia grado 9.8. Lo cual ofrece estabilidad y rigidez al conjunto de la máquina.

Frontal: Desempeña un papel crucial en el proceso de trituración, esta se encuentra unida a la mandíbula fija, actúa como una capa de protección para la mandíbula fija, evitando el desgaste directo causado por el material que se está triturando. Su dimensión es de 169.4x 349.7 mm. Se le añaden piezas de refuerzo unidas mediante soldadura. El tipo de soldadura a utilizar es Soldadura por arco con electrodo revestido (SMAW) Este método es ampliamente utilizado para soldar acero estructural y es compatible con el ASTM A36. Se aplica en el proceso de soldadura, la soldadura intermitente dejando un paso de rosca de cordón de aproximadamente 40 mm y la longitud de cada cordón aproximadamente de 20 mm, el tipo de electrodo que se utiliza es el E7018 de bajo hidrógeno ofrecen un arco estable, baja tendencia a la porosidad y alta resistencia a la fisuración por hidrógeno. Son ampliamente utilizados en la industria de la construcción y estructuras metálicas.

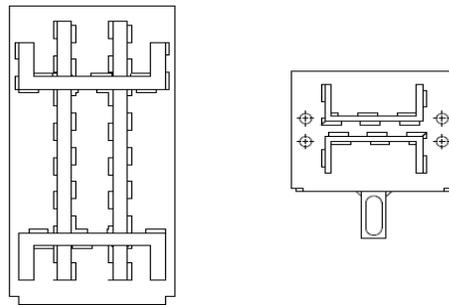
Posterior: Esta brinda estabilidad y desempeña un papel adicional que permite la conexión y operación del sistema de regulación de la biela. Esto mediante pernos M12 de cabeza hexagonal para estructura- DIN 7990, elaborados de acero de alta resistencia grado 10.9 y en la parte inferior se tendrá una guía y apoyo del tensor del resorte, la placa se le añadirán piezas de refuerzo unidas mediante soldadura (SMAW), intermitente, paso de rosca de cordón de aproximadamente 40 mm y la longitud de cada cordón aproximadamente de 20 mm, el tipo de electrodo que utilizaremos será el E7018. Su dimensión es de 169.4x137mm.

8.12.1. Cantidad de soldadura

Para las placas de la estructura de la trituradora de mandíbulas de excéntrica se utiliza un electrodo E7018 de diámetro 1/8" aplicando soldadura intermitente de cordones de 20 mm de longitud y separadas entre sí a 40 mm. Las placas donde se utiliza este tipo de soldadura son la placa frontal y la placa posterior

Figura 32.

Soldadura intermitente de Placa frontal y posterior



Fuente: Elaboración propia

Cantidad de cordones de soldadura: 63

El área aproximada de un cordón de soldadura tiene una sección transversal triangular con base y altura igual a 6 mm.

$$A = \frac{6mm * 6mm}{2} = 18 mm^2$$

La longitud de cada cordón es de 20mm por lo tanto el volumen es de:

$$V = 18 mm^2 * 20mm = 360 mm^3$$

Al ser 63 cordones de soldadura el volumen total es de:

$$V_{total} = 360 mm^3 * 63 = 22680 mm^3 = 22.68 cm^3$$

Para calcular la masa total de soldadura se multiplica el volumen por la densidad aproximada del material de aportación que es de 7.8 g/cm^3 .

$$M_{total} = 22.68 \text{ cm}^3 * 7.8 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 176.904 \text{ g}$$

Al ser la soldadura de electrodo revestido de SMAW la eficiencia es del 55%

$$M_{total} = \frac{176.904 \text{ g}}{55\%} = 321.64 \text{ g} = 0.321 \text{ kg}$$

Tiempo de soldadura

Para un electrodo de 1/8 la intensidad de corriente es de 150 A (**Ver anexos I. Tabla 30**)

Para un electrodo E7018 y 150 A la tasa de deposición aproximado es de 1.57 kg/h (**Ver anexos I. Tabla 32**)

$$TARC = \frac{mce}{zm} = \frac{0.321 \text{ g}}{1.57 \text{ kg/h}} = 0.2 \text{ h}$$

Tiempo total

La eficiencia del operador para soldadura manual es de 30%. (**Ver anexos I. Tabla 31**)

$$T_{total} = \frac{TARC}{\varphi} = \frac{0.2 \text{ h}}{30\%} = 0.7 \text{ h}$$

Costo de mano de obra

Para un costo por hora es de 112.5 C\$

$$CMO = T_{total} * CH = 112.5 \frac{\text{C\$}}{\text{h}} * 0.7 \text{ h} = 80 \text{ C\$}$$

Costo de energía eléctrica

El costo por Kw/h en nicaragua es de 8C\$/h y la eficiencia del equipo estimado es de 70%

$$C_{ee} = \frac{P * t_{arc} * P_{ee}}{\psi} = \frac{\frac{110V * 150A}{1000} * 0.2 h * 8C\$/h}{70\%} = 40 C\$/h$$

9. Capítulo II: Materiales seleccionados para las piezas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica

En este apartado se describen las propiedades de los materiales de cada pieza así mismo como su composición química y una breve descripción del material. La **tabla 6** contiene sólo los componentes a los cuales se les ha escogido el material, el resto son estándar y serán descritos en la **tabla 7**.

Tabla 6.

Descripción y composición química de los materiales seleccionados para las piezas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica

Pieza	Material	Composición química	Descripción
Eje excéntrico Soporte de mandíbula Mandíbula fija Mandíbula móvil Biela Soporte de resorte Varilla de tensión Buje	AISI 1045	C 0.43/0.50% Mn 0.60/0.90% Si 0.15/0.90% Pmax: 0.04% Smax: 0.05%	Contiene propiedades de tracción media, buena resistencia, tenacidad y resistencia al desgaste. Es un acero que se puede tratar térmicamente (recocido, temple por calentamiento tradicional o por inducción).
Porta mandíbula	AISI 4140	C 0.38/0.43% Mn 0.75/1.00% Si 0.20/0.35% Cr 0.80/1.10% Mo 0.15/0.25%	Responde muy bien al templado en aceite. permite una buena penetración de la dureza y el molibdeno le da homogeneidad en la dureza y resistencia al desgaste, tenacidad y ductilidad.
Resorte	ASTM A-227	C 0.45/0.85% Mn 0.30/1.30 Si 0.15/0.35 Pmax: 0.40% Smax: 0.50%	Este es un alambre estirado en frío.
Sistema de regulación Placa lateral izquierda Placa lateral derecha Placa posterior Placa frontal	ASTM A36	C ≤ 0.25 Cu ≥ 0.20 Si ≤ 0.40 S ≤ 0.05 P ≤ 0.04	Admite muy bien la soldadura, generalmente se lamina en caliente. Entre sus ventajas está la buena resistencia a la tracción y compresión además de su bajo costo.

Volante Polea conducida Polea conductora	Fundición gris Fundición gris Fundición gris	Es una aleación hipoeutécticas que contienen entre 2,5 y 4% de carbono, además tienen pequeños porcentajes de fósforo y silicio.	Este es un material resistente a la tracción, así como a la compresión, teniendo en cuenta que también es resistente a la flexión varía según la orientación de la sección. No es maleable; se puede soldar al latón. A pesar de su elevada dureza se puede mecanizar fácilmente, porque la viruta se desprende mejor y por la presencia de grafito liberado.
--	--	--	---

Nota: Se presentan las principales piezas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica ordenadas según el material seleccionado además de una descripción de sus propiedades y composición química. Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.

Descripción de materiales de piezas normalizadas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica

Pieza	Norma	Medida	Material
Arandela plana	DIN 6902	9.8 Ø8	
Arandela de fijación SKF		MB16 Ø80	
Arandela plana	DIN 6916	9.8 Ø12	
Arandela plana	DIN 988	8.8 Ø10	
Arandela plana	DIN 6796	9.8 Ø16	
Arandela plana	DIN 6916	9.8 Ø20	
Banda en V		3V1060	Poliuretano
Chaveta plana	DIN 6885	A6X6X40	AISI 1045
Chaveta plana	DIN 6885	A14X9X40	AISI 1045
Chumacera SKF	JIB B 155	UPC 311 Ø12	
Pasador	ISO 8736	M12X55	AISI 1045
Rodamiento rígido de bolas		6216 Ø80	
Tornillo Allen	ISO 4762	9.8 M8X1 X60	Acero
Tornillo cab. Hexagonal	DIN 7990	9.8 M12X1.5X70	Acero
Tornillo cab. Hexagonal	DIN 7990	9.8 M16X1.5X65	Acero
Tornillo cab. Hexagonal	DIN 7990	9.8 M12X1.5X80	Acero
Tornillo cab. Hexagonal	DIN EN 2404	8.8 M10X1.25X55	Acero
Tornillo cab. Hexagonal	DIN 7990	9.8 M20X1.5X225	Acero
Tuerca cab. Hexagonal	ISO 4034	9.8 M8X1	Acero
Tuerca cab. Hexagonal	B18. 24.5 M	9.8 M16X1.5	Acero

Tuerca cab. Hexagonal	DIN 6915	9.8 M12X1.5	Acero
Tornillo cab. Hexagonal	DIN 6915	9.8 M12 X1.5X55	Acero
Tuerca cab. Hexagonal	DIN 6915	9.8 M12X1.5	Acero
Tuerca cab. Hexagonal	ISO 8673	8.8 M10X1.25	Acero
Tuerca cab. Hexagonal	ISO 4034	9.8 M16 X1.5	Acero
Tuerca cab. Hexagonal	DIN 6915	9.8 M20X1.5	Acero
Tuerca de fijación		KM16 Ø80	

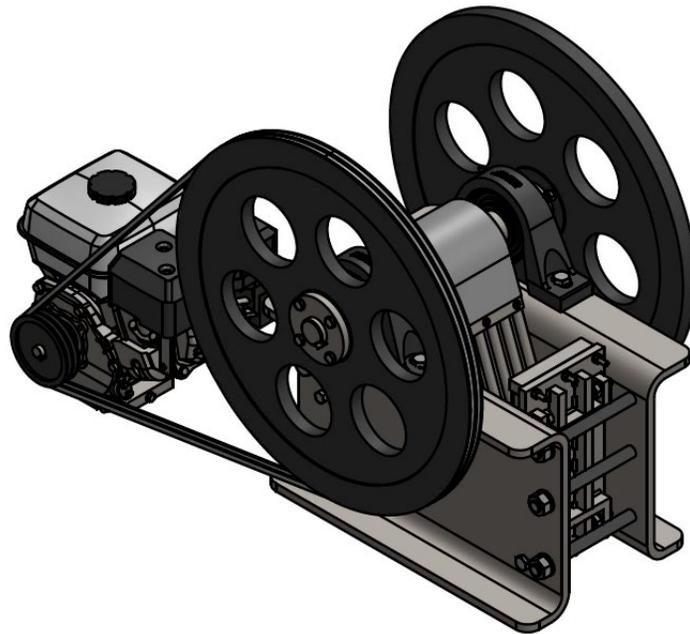
Nota: Se presentan las piezas normalizadas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica junto con sus medias y materiales. Fuente: Elaboración propia

10. Capítulo III. Planos de fabricación de piezas

Una vez completado los cálculos de diseño de la trituradora de mandíbulas de excéntrica, los resultados y sus dimensiones se presentan en los planos de fabricación de piezas utilizando el software asistido por computadora (SolidWorks). Estos planos actúan como guías detalladas para los fabricantes, asegurando que las piezas se produzcan con precisión y se ensamblen correctamente.

Figura 33.

Vista isométrica de la trituradora de mandíbulas de excéntrica



Fuente: Elaboración propia

En la **figura 33** se muestra la vista isométrica de la trituradora de mandíbulas de excéntrica. En anexos II, se presentan un total de 21 planos incluyendo el plano de conjunto, lista de materiales, vista explosionada y planos individuales para cada pieza con sus perspectivas necesarias para comprender con claridad la forma, dimensiones y detalles de cada componente.

XI. Capítulo IV: Costos de fabricación de la máquina trituradora de mandíbulas de excéntrica

En este capítulo, se presentan las tablas de materiales utilizados en la fabricación de la trituradora de mandíbulas de excéntricas, detallando sus cantidades y precios respectivos. Además, se abordan los costos de manufactura y mano de obra involucrados en algunos procesos específicos de fabricación.

Tabla 8.

Costos de los componentes del Sistema de transmisión

Sistema de transmisión						
N	Artículo	Material	Características	cantidad	precio unitario	Precio total
1	Volante de inercia	Hierro fundido	Diámetro: 25"	1	C\$ 15,000.00	C\$ 15,000.00
2	Polea conductora	Hierro fundido	Diámetro: 4.7", dos canales 3V	1	C\$ 1,000.00	C\$ 1,000.00
3	Polea conducida	Hierro fundido	Diámetro: 25", dos canales 3V	1	C\$ 15,000.00	C\$ 15,000.00
4	Bandas en V	-	3V1060	1	C\$ 594.50	C\$ 594.50
					SUMA	C\$ 31,594.50

Nota: En la tabla se muestran los costos de las piezas que componen el sistema de transmisión de la trituradora de mandíbulas de excéntrica junto con su descripción, material y cantidades.

Fuente: Fundidora San Miguel, John May Maquinarias. **(Ver anexos I, Figura 71-72)**

Tabla 9.*Costos de componentes de soporte y fijación*

Componentes de soporte y fijación					
N	Artículo	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
1	Chumacera	UCP 311	2	C\$ 7,394.50	C\$ 14,789.00
2	Rodamiento rígido de bolas	6216	2	C\$ 3,674.25	C\$ 7,348.50
3	Arandelas de fijación	MB16	2	C\$ 890.10	C\$ 1,780.20
4	Tuercas de fijación	KM16	2	C\$ 115.00	C\$ 230.00
				SUMA	C\$ 24,147.70

Nota: En la tabla se muestran los costos de las chumaceras, rodamientos, arandelas y tuercas de fijación de la trituradora de mandíbulas de excéntrica junto con su descripción, material y cantidades. Fuente: John May Maquinarias, Casa de las balineras. **(Ver anexos I, Figura 72-73)**

Tabla 10.*Costos de placas y barras de acero*

Barras de acero					
N	Material	Medidas	cantidad	precio unitario	Precio total
1	AISI 1045	Circular, diámetro: 91 mm, Longitud: 541 mm	1	C\$ 8,387.33	C\$ 4,613.10
2	AISI 1045	Rectangular, Ancho: 30mm, Alto: 28mm, Longitud: 624 mm	1	C\$ 872.33	C\$ 872.33
3	AISI 4140	Rectangular, Ancho: 55 mm, Alto: 45 mm, Longitud: 156 mm	1	C\$ 400.00	C\$ 400.00
4	AISI 4140	Circular, diámetro: 160 mm, Longitud: 156 mm	1	C\$ 4,057.14	C\$ 4,057.14
5	AISI 1045	Circular, diámetro: 15 mm, Longitud: 325 mm	1	C\$ 15,000.00	C\$ 15,000.00
6	AISI 1045	Circular, diámetro: 118 mm, Longitud: 106 mm	1	C\$ 1,424.51	C\$ 1,424.51
placas de acero					
1	AISI 1045	Ancho: 156 mm, Largo: 312 mm, espesor: 18 mm	2	C\$ 3,325.00	C\$ 6,650.00
2	AISI 4140	Ancho: 156 mm, Largo: 360 mm, espesor: 20 mm	1	C\$ 1,050.00	C\$ 1,050.00

3	AISI 4140	Ancho: 156 mm, Largo: 360 mm, espesor: 10 mm	1	C\$ 690.00	C\$ 690.00
4	AISI 4140	Ancho: 76mm, Largo: 156 mm, espesor: 10mm	4	C\$ 220.00	C\$ 880.00
5	AISI 1045	Ancho: 100mm, Largo: 150 mm, espesor: 50 mm	4	C\$ 260.00	C\$ 1,040.00
6	ASTM A36	Ancho: 130 mm, Largo: 169.4 mm, espesor: 12.7 mm	1	C\$ 1,950.00	C\$ 1,950.00
7	ASTM A36	Ancho: 70 mm, Largo: 115 mm, espesor: 6.4 mm	2	C\$ 110.00	C\$ 220.00
8	ASTM A36	Ancho: 520 mm, Largo: 562 mm, espesor: 15 mm	2	C\$ 2,960.00	C\$ 5,920.00
9	ASTM A36	Ancho: 169.4 mm, Largo: 340 mm, espesor: 15 mm	1	C\$ 500.00	C\$ 500.00
10	ASTM A36	Ancho: 137 mm, Largo: 169.4 mm, espesor: 15 mm	1	C\$ 420.00	C\$ 420.00
11	ASTM A36	Ancho: 80mm, Largo: 159.4 mm, espesor: 15 mm	1	C\$ 270.00	C\$ 270.00

SUMA	C\$ 45,957.08
------	---------------

Nota: En la tabla se muestran los costos de las placas y barras de acero de materiales AISI 1045, AISI 4140 y ASTM A36 necesario para fabricar algunas piezas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica junto con sus medidas y cantidades. Fuente: Aceros Roag S.A, Venta de materiales Selectos. **(Ver anexos, Figura 74-75-76)**

Tabla 11.

Costos de elementos de fijación

Elementos de fijación					
N	Artículo	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
1	Tornillo Allen cabeza cilíndrica	M8x1x 60	12	C\$ 26.00	C\$ 312.00
2	Tuerca de cabeza hexagonal	M8X1	12	C\$ 2.44	C\$ 29.28
3	Tornillo de cabeza hexagonal	M10x1.25x55	8	C\$ 22.33	C\$ 178.64
4	Tuerca de cabeza hexagonal	M10X1.25	8	C\$ 6.72	C\$ 53.76

5	Tornillo de cabeza hexagonal	M16x1.5x65	4	C\$ 120.35	C\$ 481.40
6	Tuerca de cabeza hexagonal	M16X1.5	5	C\$ 19.55	C\$ 78.2
7	Tornillo de cabeza hexagonal	M20x1.5x220	6	C\$ 724.50	C\$ 724.50
8	Tuerca de cabeza hexagonal	M20X1.5	6	C\$ 43.00	C\$ 258.00
9	Tornillo de cabeza hexagonal	M12x1.5x70	4	C\$ 51.34	C\$ 205.36
10	Tuerca de cabeza hexagonal	M12X1.5	12	C\$ 13.00	C\$ 156.00
11	Tornillo de cabeza hexagonal	M12x1.5x80	4	C\$ 58.05	C\$ 232.20
	Tornillo de cabeza hexagonal	M12x1.75x55	4	C\$ 46.88	C\$ 187.52
				SUMA	C\$ 6519.36

Nota: En la tabla se muestran los costos de los elementos de fijación, pernos, tuercas, arandelas, chavetas y pasadores necesarios para la trituradora de mandíbulas de excéntrica junto con sus medidas, material y cantidades. Fuente: Casa del perno (**Ver anexos, Figura 77-78**)

Tabla 12. Costos de procesos de manufactura

Costos de procesos de manufactura				
N	Descripción	cantidad	Precio	Precio total
1	Mecanizado del eje excéntrico	1	C\$ 3,000.00	C\$ 3,000.00
2	Mecanizado Buje de las poleas	2	C\$ 2,000.00	C\$ 4,000.00
3	Mecanizado buje de porta mandíbulas	1	C\$ 2,000.00	C\$ 2,000.00
4	Mecanizado de la biela	1	C\$ 2,000.00	C\$ 2,000.00
5	Soldadura	1	C\$ 3,423.00	C\$ 3,423.00
			SUMA	C\$ 14,423.00

Nota: En la tabla se muestran los costos procesos de fabricación como mecanizado y soldadura de algunas piezas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica. Fuente: Taller Artica (**Ver anexos, Figura 79**)

Tabla 13.*Costos de otros elementos*

Otros elementos					
N	Artículo	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio total
1	Motor de Combustión	Lombardini 15LD400	1	C\$ 81,158.67	C\$ 81,158.67
2	Resorte de compresión	ASTM A36	1	C\$ 1,012.00	C\$ 1,012.00
3	Lb electrodo E7018	1/8"	20	C\$ 118.99	C\$ 2,379.80
				SUMA	C\$ 84,550.47

Nota: En la tabla se muestran los costos de otros elementos necesarios para fabricar la trituradora de mandíbulas de excéntrica como el motor de combustión, resorte y electrodos. Fuente: Sinsa, Bühler Agrocomer bandas y Mangueras. **(Ver anexos, Figura 80-81-82)**

Tabla 14.*Costos totales*

Costos totales	
Descripción	Cantidad
Placas y barras de acero	C\$ 45,957.08
Componentes de soporte y fijación	C\$ 24,147.70
Elementos de fijación	C\$ 6,519.36
Sistema de transmisión	C\$ 31,594.50
Procesos de manufactura	C\$ 14,423.00
Otros elementos	C\$ 84,550.47
TOTAL	C\$ 207,192.11

Nota: En la tabla se muestran los costos totales tomando en cuenta los datos de las tablas anteriores

El valor total para la construcción de la trituradora de mandíbulas de excéntricas es de C\$ 207,192.11 el cual corresponde a \$5,692.10. Este monto proporciona una guía presupuestaria para la creación de esta máquina conforme a las especificaciones previamente establecidas. Es

importante tener en cuenta que los costos reales pueden verse influenciados por diversos factores como las fluctuaciones en los precios del mercado y el proveedor al que se coticie.

A modo de comparación, en Joyal Machinery Co., una empresa china dedicada a la fabricación de equipos para minería, incluyendo trituradoras de mandíbulas, se encuentra la Trituradora PEC1525 con motor diésel, que es la trituradora de menores dimensiones disponible en el mercado. Su precio es de 5,820 \$ (**Ver anexos I, Figura 83**). Al agregar aproximadamente un 30% del valor para cubrir costos de IVA y desaduanaje, el costo total de importación ascendería a 7,566 \$. Esto indica que es más económico fabricar la trituradora localmente que importarla a Nicaragua.

XII. Capítulo V: Simulación en SolidWorks por elementos finitos

12.1. Análisis de elementos finitos

El análisis de elementos finitos (FEA) es un método computarizado para predecir cómo reacciona un producto ante las fuerzas, la vibración, calor, el flujo de fluidos y otros efectos físicos del mundo real. Con SolidWorks Simulation, se puede someter los diseños a unas condiciones idénticas a las que experimentan en la realidad antes de construirlo, facilitando así el proceso de prueba. (Autodesk, 2022)

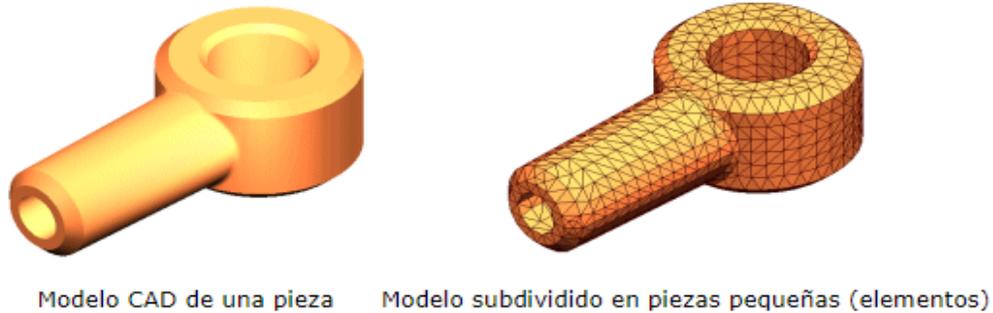
El análisis descompone un objeto real en un gran número de elementos finitos, como pequeños cubos. Las ecuaciones matemáticas permiten predecir el comportamiento de cada elemento. Luego, una computadora suma todos los comportamientos individuales para predecir el comportamiento real del objeto. (Autodesk, 2022)

Mallado

Los elementos comparten puntos comunes denominados "nodos". El proceso de división del modelo en pequeñas piezas se denomina mallado. El software formula las ecuaciones que rigen el comportamiento de cada elemento teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos. Estas ecuaciones hacen referencia a la respuesta de cargas, restricciones y propiedades del material conocidas. (Systemes, 2021)

Figura 34.

Mallado en SolidWorks



Adaptado de help.solidworks.com 2021

Mediante SolidWorks Se realizaron los siguientes estudios:

12.2. Tipos de estudio

12.2.1. Estudio estático:

El software evalúa la respuesta de los componentes bajo cargas estáticas o constantes. Permite determinar las tensiones, deformaciones y desplazamientos resultantes en los componentes para verificar si están dentro de los límites aceptables y si cumplen con los requisitos de resistencia.

SolidWorks utiliza el criterio de Von Mises para evaluar las tensiones en el análisis de elementos finitos. A partir de estas tensiones, el software calcula automáticamente el factor de seguridad el cual se espera que sea mayor a 2 para garantizar la seguridad de la estructura.

12.3. Simulación mediante elementos finitos de la trituradora de mandíbulas de excéntrica

A continuación, se presentan los resultados del análisis de elementos finitos para la trituradora de mandíbulas excéntrica, con el fin de validar su diseño y verificar su capacidad para soportar las fuerzas a las que estará sometido. Para este análisis las piezas se modelaron y se

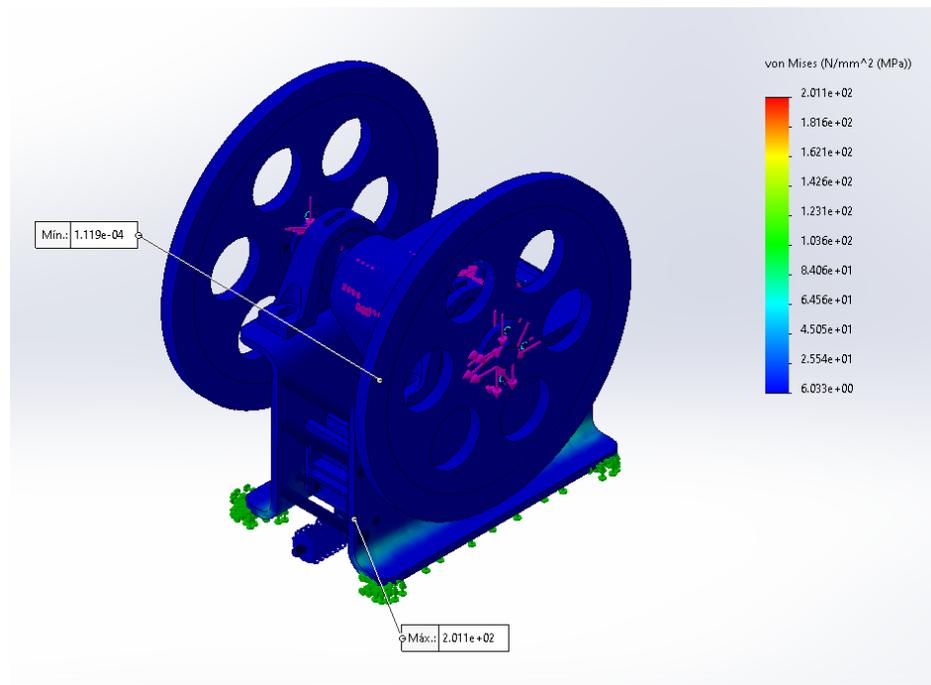
ensamblaron en el software asistido por computadora SolidWorks y se toman en cuenta las propiedades físicas de los materiales utilizados, así como sus dimensiones y geometría.

El ensamble de la trituradora está sometido a una carga de trituración previamente calculada de 30 kN, la cual se aplica directamente a las mandíbulas fija y móvil. Además, se consideran las fuerzas en los ejes XY generadas por la transmisión mediante polea. Asimismo, se aplica una fuerza de torsión de 0.1 kN al eje excéntrico. Por otra parte, se considera como apoyo fijo la parte inferior de las placas laterales de la trituradora.

Todos los tornillos de la trituradora se simulan como conectores del tipo pasador y el resorte de compresión como un conector del tipo muelle cuya constante de resorte es de 400 N/m.

Figura 35.

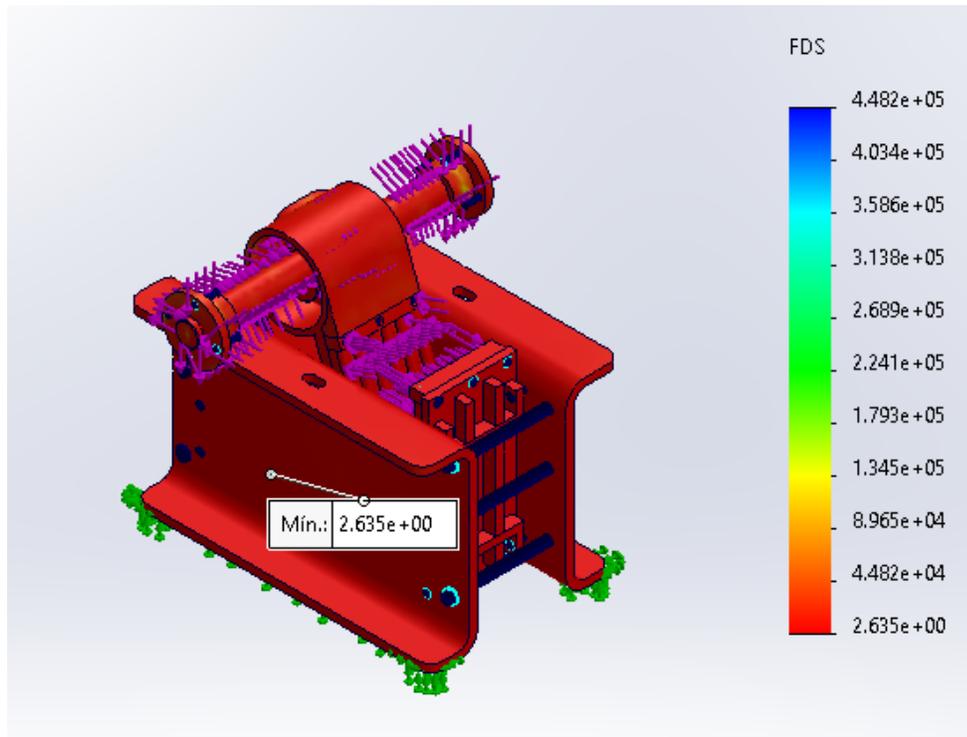
Esfuerzos de Von Mises de la trituradora de mandíbulas de excéntrica



Adaptado del Software Solidworks Simulation

Figura 36.

Factor de seguridad estático de la trituradora de mandíbulas de excéntrica



Adaptado del Software Solidworks Simulation

Como resultado del análisis de elementos finitos, el esfuerzo máximo de Von Mises es de 201 MPa (**Figura 35**). Los materiales de los componentes del ensamble de la trituradora son variados y se seleccionaron conforme a los cálculos realizados en el capítulo I. Además, se obtiene un factor de seguridad global del ensamble de 2.6 (**Figura 36**). Dado que este valor es mayor al factor de seguridad mínimo de 2.0, que se utilizó como referencia para los cálculos individuales de cada pieza, se concluye que el mecanismo es capaz de soportar la carga de trituración. Esto asegura que el ensamble de la trituradora operará de manera eficiente y segura bajo las condiciones de carga previstas, garantizando su correcto funcionamiento y confiabilidad en aplicaciones prácticas

XIII. Conclusiones

El diseño y dimensionamiento de todos los componentes de la trituradora de mandíbulas de excéntrica, considerando inicialmente parámetros de funcionamiento específicos como una capacidad de producción de 0.5 ton/hr y una relación de reducción de 8, se ha llevado a cabo de manera adecuada. Esta memoria de cálculo permitirá la posterior construcción de esta máquina para facilitar el trabajo de fragmentación del cuarzo en la extracción de oro en la comunidad de Los Colorados, San Juan de Limay, Estelí. Siendo este un sector donde se practica ampliamente la minería artesanal.

Durante el proceso de diseño, se seleccionaron adecuadamente los materiales para cada componente de la trituradora, considerando sus propiedades mecánicas. Adicionalmente, a través de cálculos, se confirmó que los materiales elegidos son capaces de resistir eficazmente las cargas a las que serán sometidos.

Además, se han elaborado los planos de fabricación de piezas para cada elemento de la máquina trituradora de mandíbulas, lo cual servirá como guía durante el proceso de fabricación y montaje en dicha comunidad.

Mediante el uso del análisis de elementos finitos en SolidWorks, se procedió a simular el ensamble de la trituradora de mandíbulas, exponiéndose a las cargas y condiciones previstas. Esta etapa de simulación resultó crucial para verificar la integridad del diseño y se confirmó que los elementos se dimensionaron adecuadamente para soportar las condiciones de funcionamiento previamente establecidas.

Por último, el presupuesto necesario para fabricar esta máquina es de aproximadamente de C\$ 207,192.11 el cual corresponde a \$5,692.10. Para obtener esta cifra se tomó en cuenta tanto costos de materiales como procesos de manufactura. Por otro lado, se realizó una comparación de precios con Joyal Machinery Co., una empresa con sede en China, donde la

trituradora PEC1525 tiene un valor de 7,566 \$. Por lo tanto, el costo de fabricación local se considera una inversión razonable para implementar este proyecto en la comunidad.

XIV. Recomendaciones

Una vez se comience a implementar la trituradora de mandíbulas de excéntrica para fragmentar cuarzo en la comunidad de Los Colorados, San Juan de Limay, Estelí. Se recomienda elaborar un plan de mantenimiento para asegurar su funcionamiento óptimo y prolongar la vida útil de la trituradora.

Para ello se recomiendan las siguientes actividades:

1. **Inspección Regular:** Es necesario llevar a cabo inspecciones visuales de manera semanal para evaluar el estado general de la trituradora. Esta actividad es esencial para prevenir el desgaste, especialmente en las mandíbulas, ya que son las piezas que soportan la mayor carga de trituración. En caso de que se detecte algún daño en las mandíbulas, se puede considerar la opción de rellenar los dientes con el material de aporte E7018 recomendado en el documento.

2. **Lubricación:** Es esencial lubricar adecuadamente todas las partes móviles, especialmente la excéntrica, los rodamientos y las mandíbulas. Para los cojinetes del eje excéntrico se recomienda la lubricación con grasa. El tipo de grasa recomendada es Chevron DELO GREASES EP NLGI 2. La lubricación del motor de combustión también es de suma importancia y para ello se recomienda Aceite 15W-40.

3. **Verificación de Tensión:** Verificar regularmente la tensión y el estado de las correas de transmisión. Si se identifican signos de desgaste o pérdida de tensión, se debe proceder a realizar los ajustes correspondientes o reemplazar si es necesario.

4. **Limpieza:** Mantener la trituradora limpia de material acumulado, polvo y suciedad para prevenir atascos y daños innecesarios.

5. **Alineación:** Verifica la alineación de todas las partes móviles para evitar problemas de vibración o desgaste desigual.

Dado que las trituradoras de mandíbulas de excéntrica son máquinas que pueden generar vibraciones significativas durante su operación, se recomienda que la base donde se instalará la trituradora se dimensione de tal manera que su peso sea al menos 5 veces mayor que el peso de la máquina. Esto con el objetivo de asegurar la estabilidad y prevenir vibraciones excesivas que podrían afectar el rendimiento de la trituradora. Para este caso el peso aproximado de la trituradora es de 260 Kg.

La seguridad se debe tomar en cuenta al momento de realizar cualquier tipo de mantenimiento, antes de realizar cualquier actividad, se proporcionan algunas recomendaciones que pueden llegar a salvar la vida humana o prevenir enfermedades.

Se recomienda el uso correcto de las EPP (Equipo de protección personal) al momento de trabajar en la máquina. Los cuales lo más esenciales sería:

- **Botas de seguridad:** Específicamente que tengan punta metálica para prevenir cualquier golpe o caída de material que la máquina pueda ocasionar al momento del funcionamiento, así mismos brindará mejor agarre y estabilidad dependiendo de la superficie en la que se encuentre y de esta manera brindar mayor seguridad.

- Lentes de protección
- Guantes
- Protectores auditivos.

Durante el mantenimiento, el proceso de lubricación se puede presentar salpicaduras, por ello se recomienda el uso correcto de un envase al momento de lubricar, así mismo usar lentes

de protección y guantes ya que puede provocar irritación debido a los químicos que este contenga.

En cuanto a la verificación y tensión de la máquina, se puede presentar atrapamiento y provocar lesiones en el cuerpo y hasta llegar a perder una extremidad ya que esta máquina en funcionamiento va a una gran velocidad. Así mismo recomendamos que al momento de realizar esto, la máquina no se encuentre trabajando.

En cuanto a la limpieza y demás siempre tener en cuenta el uso correcto de los EEP puesto que no se sabe cuándo se puede tener un accidente, incluso un pequeño movimiento incorrecto puede dar lugar a lesiones fatales y la muerte, más en máquinas que operan a altas revoluciones.

XV. Anexos I

Gráficas y tablas para el diseño de una trituradora de mandíbulas de excéntrica

Designaciones

En el presente trabajo monográfico se emplearon diversas designaciones durante el proceso de cálculo de la trituradora de mandíbula excéntrica, para una mejor comprensión se detalla los símbolos junto con su significado y unidad de medida.

A = Ancho de la boca de la trituradora (mm)

A = Área

A_{apl} = Área de aplastamiento

A_{pf} = Área de la placa frontal m^2

A_p = Área del perno

A_{effect} = Área efectiva

B = Reacción en B resultante (kN)

b = Largo de la mandíbula (mm)

b_1 = Ancho de la biela (mm)

b_{max} = Anchura máxima del chavetero del eje (mm)

b_{min} = Anchura mínima del chavetero del eje (mm)

B_{xz} = Reacción en apoyo B plano xz (kN)

B_{xy} = Reacción en apoyo B plano xy (kN)

C = Capacidad de trituración (Ton/hr)

C = Distancia entre centros (plg)

C = Índice de resorte

cc = Holgura de la espira (mm)

C_d = Capacidad de carga dinámica básica(kN)

C_d = Capacidad de carga dinámica (kN)

C_0 =Capacidad de carga estática básica (kN)

C_θ =Factor de corrección de angulo de contacto

C_L =Factor de corrección por longitud de banda

C_m = Factor de material

C_{st} = Factor de tipo de esfuerzo

C_R = Factor de confiabilidad

C_s = Factor de tamaño

d = Diámetro (mm)

d_{icb} : Diámetro interior en la calza

d_{ecb} : Diámetro exterior en la calza

d_p = Diámetro del perno

D_m = Diámetro medio del resorte

D_I = Diámetro interior (mm)

D_e = Diámetro exterior (mm)

D_w = Diámetro del alambre del resorte (mm)

$D_{alimentación}$ = Diámetro de alimentación (plg)

$D_{producto}$ =Diámetro del producto (plg)

D_1 =Diámetro de la polea motriz (plg)

D_2 =Diámetro de la polea conducida (plg)

d_{80} =Dimension de alimentación (μm)

D_{80} =Dimensión de salida (μm)

E = Módulo de tensión (Gpa)

e = Longitud mínima de carrera (mm)

e_{cb} : Espesor de la calza

E : Módulo de elasticidad (Gpa)

f =Deflexion lineal

F =Fuerza de trituración (N)

F =Fuerza kN

F_a = Fuerza axial (kN)

F_e = Fuerza que ejerce sobre el eje (kN)

F_o = Fuerza máxima del resorte en su operación normal (N)

F_p = Fuerza de la polea (kN)

F_p = Fuerza del perno

F_{py} = Componente de y de la fuerza de la polea

F_{pz} = Componente en z de la fuerza de la polea

F_r = Fuerza radial (kN)

F_s = Fuerza para longitud comprimida (N)

F_s = Factor de servicio

F_{xz} = Fuerza de reacción de apoyo en F de plano xz

F_{xy} = Fuerza de reacción de apoyo en F de plano xy

$F_{pasador}$ = Fuerza de pasador

$F_{varilla}$ = Fuerza de la varilla

F_1 = Carga máxima radial que soporta el eje del motor (N)

g = Gravedad mm/s^2

G = Modulo cortante (Gpa)

h = espesor de la mandíbula (mm)

h = Garganta de la soldadura (mm)

h_1 = Espesor de la biela (mm)

H = Altura de las mandíbulas (mm)

L = Largo de la boca de la trituradora (mm)

L = Longitud de banda (plg)

L = Longitud (mm)

L_f = Longitud libre del resorte (mm)

L_o = Longitud del resorte (mm)

L_s = Longitud del resorte cuando se comprime (mm)

L_1 = Longitud del eje del motor (mm)

L_e : Longitud efectiva de la columna (m)}

L_{cb} : Longitud de la calza (m)

k = Factor de rodamiento

k = Constante del resorte (N/mm²)

K = Factor de Bond ($\mu\text{m}^{1/2}$)

K_w = Factor de Wahl

k_f = Factor de concentración de esfuerzo para flexión

k_t = Factor de concentración de esfuerzo para flexión

K_{ts} = Factor de concentración de esfuerzo para torsión

k_{fs} = Factor de concentración de esfuerzo para torsión

k_a = Factor de modificación de la condición superficial o factor de superficie

k_b = Factor de modificación de tamaño

k_c = Factor de modificación de carga

k_d = Factor de modificación de temperatura

k_e = Factor de confiabilidad

k_f = Factor de modificación de efectos varios

L_{10H} = Duración de diseño (h)

M_{max} =Momento flector máximo (kN-m)

M_{xz} =Momento flector del plano xz (kN-m)

M_{xy} =Momento flector del plano xy (kN-m)

M_{B-C} =Momento flector para sección B-C (kN-m)

M_{C-D} =Momento flector para sección C-D (kN-m)

M_{E6011} =Masa del electrodo E6011 (kg)

M_{7018} =Masa del electrodo E7018 (kg)

$M1$ =Momento de la biela (N-m)

N =Factor de seguridad

N_a = Número de espiras activas

N_t = Número total de espiras

n_f = Factor de seguridad contra fatiga

n_{op} =Velocidad de operación

n_1 =Velocidad inicial (rpm)

n_2 =Velocidad final (rpm)

P = Potencia del motor (watts)

p = Paso (mm)

P_a =Potencia agregada (hp)

P_c =Potencia corregida (hp)

P_d = Potencia de diseño (hp)

P_n =Potencia nominal por banda (hp)

P_0 = Capacidad de carga estática del rodamiento (kN)

P_{cb} : Presión en la caza de la biela N/m^2

q =Factor de sensibilidad a la muesca

q_s =Factor de sensibilidad a la muesca para torsion

r = Radio del fondo del chavetero del eje (mm)

R =radio de muesca (mm)

R = Relación de reducción

R =Relación de transmisión

R =Reacción en la biela (kN)

R_1 =Fuerza transmitida de la biela a la mandíbula (kN)

S =Modulo de sección mm^3

S_n =Resistencia a la fatiga modificada (Mpa)

S'_n =Resistencia a la fatiga real (Mpa)

S_e = Resistencia a la fatiga (Mpa)

S_y =Esfuerzo de fluencia (Mpa)

S_{ut} =Esfuerzo ultimo de tensión (Mpa)

T =Periodo (s)

T_m =Esfuerzo de torsión (kN-m)

t =tiempo en que se realiza el trabajo (s)

t =espesor del buje del portamandibulas (mm)

t_1 = Profundidad del chavetero del eje (mm)

t_2 = Profundidad del chavetero del cubo (mm)

V = Velocidad tangencial (rad/s)

V_{diente} =Volumen del diente mm^3

V_{total} = Volumen total del diente mm^3

V_{xz} =Fuerza cortante xz (kN)

V_{xy} =Fuerza cortante xy (kN)

V_{max} =Fuerza cortante máxima (kN)

W_i = Índice de trabajo de Bond (Kw-hor/ton)

w_n = Velocidad critica rad/s^2

W_p = Peso de la polea (kN)

W_v = Peso del volante de inercia (kN)

Z_n =Cantidad de bandas

φ = Angulo de la boca de la trituradora

Ω =Eficiencia estimada del motor

θ_1 =Angulo de contacto para polea conductora

θ_2 =Angulo de contacto para polea conducida

ρ =Excentricidad del eje (m)

σ_a =Esfuerzo de amplitud (Mpa)

σ_m = Esfuerzo medio (Mpa)

σ_p =Esfuerzo permisible (Mpa)

σ_c = Esfuerzo de compresión (Mpa)

σ_c =Esfuerzo circunferencial (Mpa)

σ_{cr} = Esfuerzo crtico (N)

\sqrt{a} = Constante de neuber

$\left[\frac{\phi}{L}\right]$ = Rigidez torsional (rad/m)

$\delta_{permisible}$ =Deflexion permisible (mm)

$\theta_{cojinete}$ = Pendiente en los apoyos (rad)

τ =Fuerza cortante (Mpa)

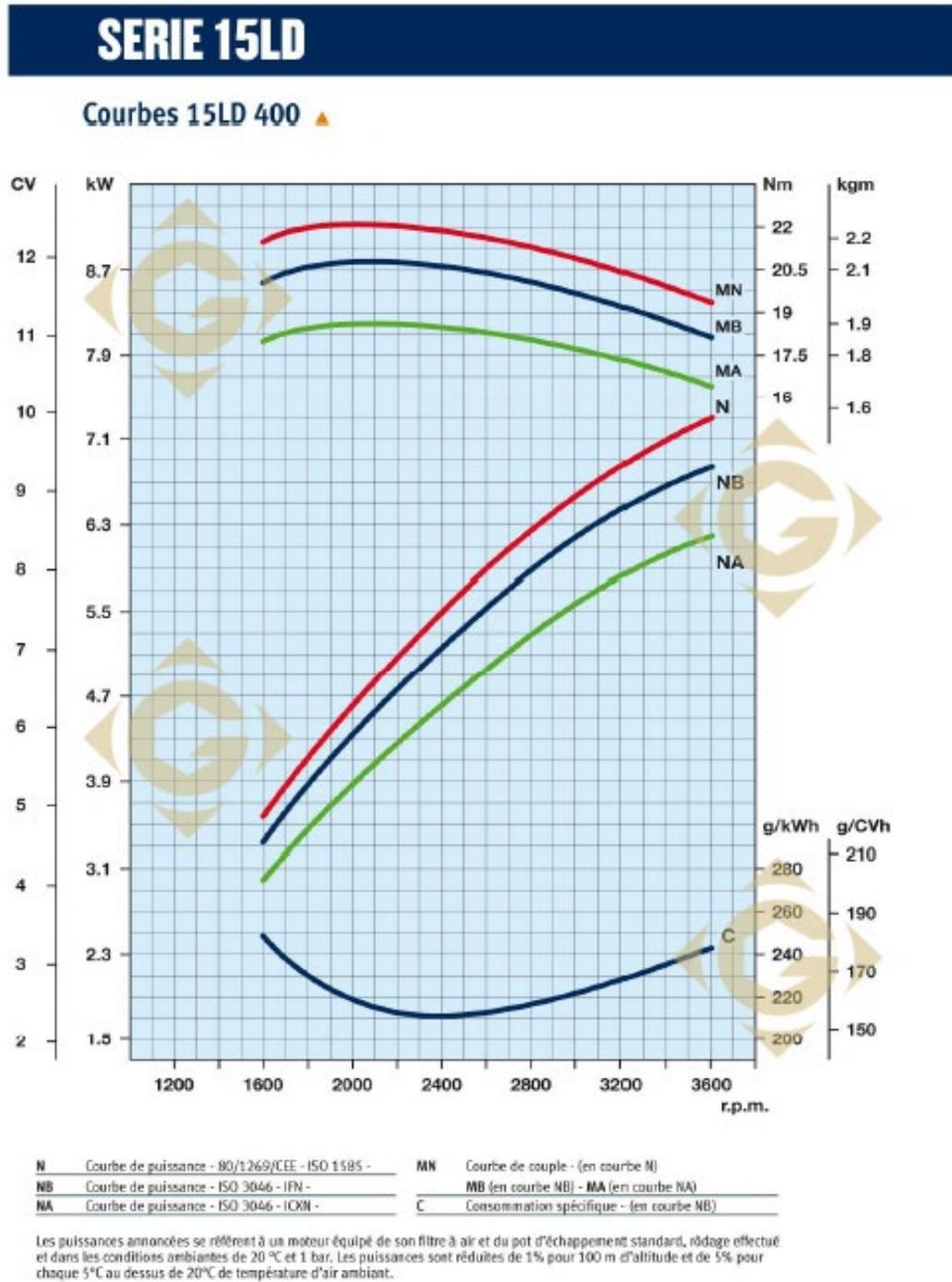
$\tau_{pasador}$ = Esfuerzo cor

α = inclinación de la biela

σ_{Apl} = Esfuerzo de aplastamiento

Figura 37.

Curvas características de potencia, par motor, velocidad y consumo de combustible para un motor de combustión serie 15LD 400.



Fuente: Ficha técnica del motor Lombardini 15LD 400

Tabla 15.

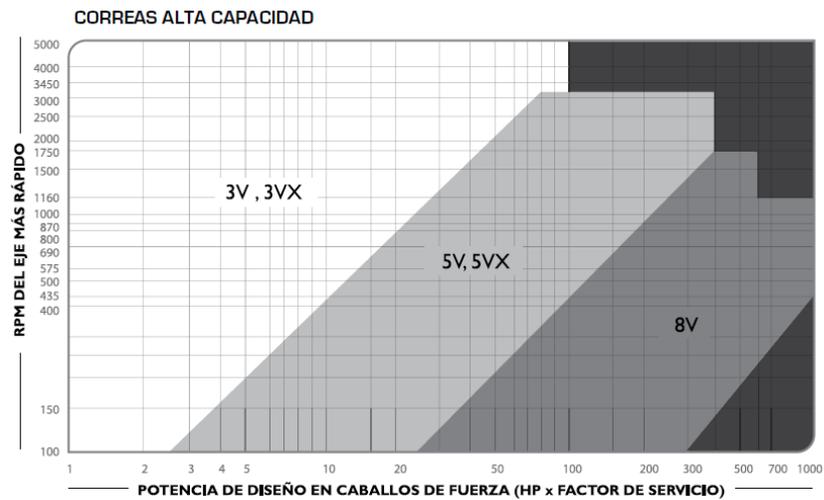
Factor de servicio para bandas V

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserríos y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandibula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Melacates	1.5	1.6	1.8

Fuente: Catálogo de poleas en “V” Intermec 2013 (Pág.25)

Figura 38.

Gráfica para seleccionar el tipo o perfil de la correa



Fuente: Catálogo de poleas en “V” Intermec 2013 (Pág.26)

Tabla 16.*Longitudes de bandas estándar 3v, 5v y 8v (pulgadas)***TABLA 7-2** Longitudes de bandas estándar 3V, 5V y 8V (pulgadas)

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

Fuente: Robert L. Mott. Diseño de Elementos de Máquinas. Transmisión por bandas y por cadenas. (Pág. 277)

Tabla 17.*Factor de Corrección por ángulo de contacto*

$\frac{(D-d)}{c}$	Arco de contacto [Grados]	Factor de corrección
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	1,82
1,10	113	1,80
1,20	106	1,77
1,30	99	1,73
1,40	91	1,70
1,50	83	1,65

Fuente: Catálogo de poleas en "V" Intermecc 2013 (Pág.24)

Figura 39.

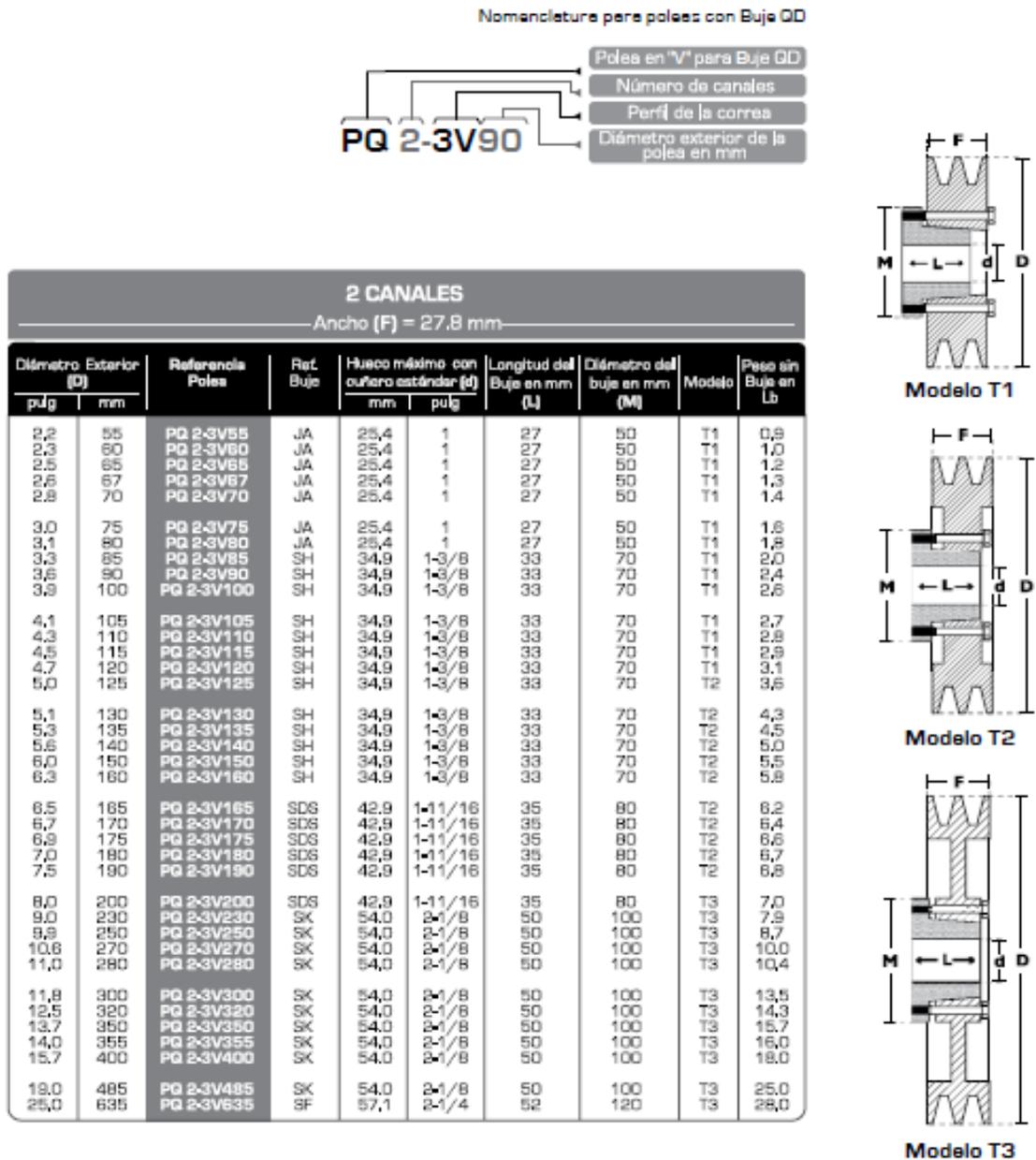
Capacidades para bandas 3V

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)										CORREAS TPO	
Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)										3V	
115	120	125	135	140	150	165	175	200	270	RPM del Eje más Rápido	
0,37	0,40	0,43	0,47	0,50	0,55	0,61	0,65	0,78	1,07	100	
0,70	0,75	0,81	0,88	0,95	1,04	1,15	1,23	1,48	2,04	200	
1,01	1,10	1,17	1,27	1,37	1,50	1,66	1,80	2,14	2,95	300	
1,30	1,40	1,52	1,64	1,77	1,94	2,15	2,32	2,78	3,84	400	
1,60	1,72	1,85	2,00	2,17	2,37	2,63	2,84	3,40	4,70	500	
1,80	1,95	2,10	2,28	2,46	2,70	3,00	3,22	3,86	5,32	575	
1,97	2,02	2,18	2,37	2,55	2,80	3,10	3,35	4,00	5,53	600	
2,10	2,30	2,47	2,68	2,89	3,17	3,25	3,80	4,54	6,26	690	
2,14	2,32	2,50	2,70	2,93	3,20	3,56	3,84	4,60	6,34	700	
2,20	2,40	2,58	2,80	3,02	3,30	3,67	3,96	4,74	6,54	725	
2,40	2,60	2,80	3,05	3,30	3,60	4,00	4,32	5,18	7,13	800	
2,60	2,80	3,03	3,30	3,55	3,90	4,32	4,66	5,58	7,67	870	
2,67	2,90	3,12	3,40	3,66	4,00	4,45	4,80	5,74	7,90	900	
2,80	3,04	3,27	3,55	3,84	4,20	4,67	5,03	6,02	8,28	950	
2,93	3,17	3,42	3,72	4,00	4,40	4,88	5,26	6,30	8,65	1000	
3,18	3,45	3,72	4,04	4,36	4,78	5,30	5,72	6,84	9,37	1100	
3,33	3,60	3,90	4,23	4,57	5,00	5,56	6,00	7,16	9,80	1160	
3,43	3,72	4,00	4,36	4,70	5,16	5,72	6,17	7,37	10,07	1200	
3,67	3,98	4,30	4,67	5,04	5,53	6,13	6,60	7,90	10,75	1300	
3,90	4,25	4,58	4,98	5,37	5,90	6,53	7,03	8,40	11,40	1400	
3,97	4,30	4,65	5,05	5,45	5,98	6,63	7,14	8,52	11,56	1425	
4,15	4,50	4,86	5,28	5,70	6,24	6,92	7,45	8,88	12,02	1500	
4,38	4,75	5,13	5,57	6,00	6,60	7,30	7,86	9,36	12,62	1600	
4,60	5,00	5,40	5,86	6,32	6,93	7,68	8,26	9,82	13,20	1700	
4,72	5,13	5,53	6,00	6,48	7,10	7,86	8,46	10,05	13,46	1750	
4,83	5,25	5,66	6,15	6,63	7,26	8,04	8,65	10,27	13,73	1800	
5,05	5,50	5,92	6,43	6,93	7,60	8,40	9,03	10,70	14,24	1900	
5,27	5,72	6,17	6,70	7,22	7,90	8,75	9,40	11,13	14,72	2000	
5,48	5,95	6,42	6,97	7,50	8,22	9,10	9,76	11,53	15,16	2100	
5,70	6,18	6,66	7,23	7,80	8,52	9,42	10,10	11,92	15,57	2200	
5,90	6,40	6,90	7,50	8,06	8,82	9,74	10,45	12,30	15,94	2300	
6,10	6,62	7,13	7,74	8,33	9,10	10,05	10,77	12,65	16,28	2400	
6,30	6,83	7,36	7,98	8,60	9,40	10,35	11,10	13,00	16,58	2500	
6,50	7,04	7,58	8,22	8,85	9,66	10,64	11,40	13,30	16,84	2600	
6,67	7,24	7,80	8,45	9,10	9,92	10,92	11,68	13,60	17,06	2700	
6,86	7,44	8,01	8,68	9,33	10,17	11,18	11,96	13,90	17,23	2800	
6,95	7,54	8,10	8,80	9,45	10,30	11,30	12,10	14,02	17,30	2850	
7,04	7,63	8,22	8,90	9,56	10,42	11,44	12,22	14,15	17,36	2900	
7,20	7,82	8,42	9,10	9,80	10,66	11,70	12,47	14,40	17,45	3000	
7,55	8,18	8,80	9,52	10,20	11,10	12,15	12,93	14,80	17,48	3200	
7,87	8,52	9,16	9,89	10,60	11,50	12,55	13,33	15,15	17,32	3400	
7,95	8,60	9,24	9,90	10,70	11,60	12,65	13,42	15,22	17,24	3450	
8,17	8,84	9,50	10,24	10,96	11,87	12,90	13,67	15,40	16,94	3600	
8,46	9,14	9,80	10,56	11,28	12,20	13,20	13,95	15,54	—	3800	
8,72	9,40	10,08	10,85	11,57	12,46	13,46	14,16	15,58	—	4000	
8,96	9,66	10,34	11,10	11,82	12,70	13,65	14,30	15,52	—	4200	
9,18	9,90	10,56	11,32	12,03	12,87	13,78	14,37	15,35	—	4400	
9,37	10,08	10,75	11,50	12,20	13,00	13,85	14,37	15,06	—	4600	
9,55	10,25	10,92	11,65	12,32	13,08	13,85	14,30	14,65	—	4800	
9,70	10,40	11,05	11,76	12,40	13,10	13,78	14,12	—	—	5000	
9,82	10,50	11,15	11,83	12,43	13,08	13,64	13,87	—	—	5200	
9,92	10,60	11,20	11,86	12,42	13,00	13,43	13,54	—	—	5400	
10,00	10,65	11,24	11,85	12,35	12,84	13,14	—	—	—	5600	
10,04	10,68	11,23	11,80	12,24	12,63	12,77	—	—	—	5800	
10,06	10,67	11,20	11,70	12,08	12,36	—	—	—	—	6000	
10,05	10,62	11,10	11,56	11,86	12,02	—	—	—	—	6200	
10,01	10,55	10,98	11,36	11,58	11,60	—	—	—	—	6400	
9,94	10,43	10,82	11,12	11,25	—	—	—	—	—	6600	
9,84	10,30	10,60	10,86	10,86	—	—	—	—	—	6800	
9,71	10,10	10,36	10,50	—	—	—	—	—	—	7000	

Fuente: Catálogo de poleas en "V" Intermecc 2013 (Pág.29)

Figura 40.

Dimensiones para poleas de 2 canales para bandas 3V



Fuente: Catálogo de poleas en "V" Intermec 2013 (Pág.59)

Figura 41.

Dimensiones para bujes QD



Fig 14. Polea con Buje QD

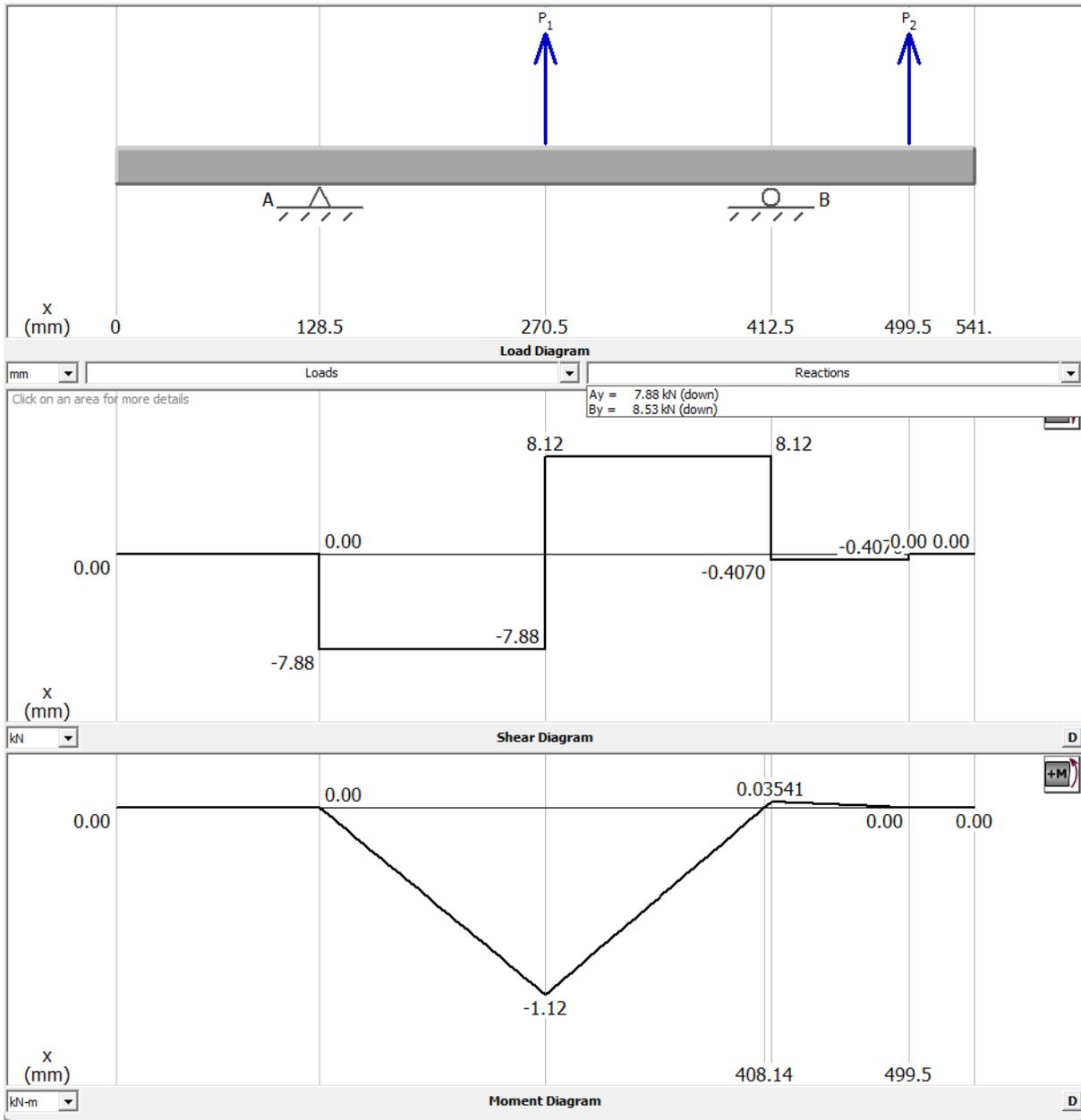
Ref. Buje	Hueco máximo permisible con cuñero estándar		A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	L (mm)	Tornillos requeridos	
	(mm)	(pu4g)						cantidad	tamaño
JA	25,4	1	9,5	34,9	50,8	17,5	27,0	3	No.10 x 1
SH	34,9	1-3/8	11,1	47,5	68,3	22,2	33,3	3	1/4 x 1-3/8
SDS	42,9	1-11/16	12,7	55,5	81,0	22,2	34,9	3	1/4 x 1-3/8
SD	42,9	1-11/16	12,7	55,5	81,0	33,3	46,0	3	1/4 x 1-7/8
SK	54,0	2-1/8	14,3	71,4	98,4	34,9	49,2	3	5/16 x 2
SF	57,1	2-1/4	14,3	79,3	117,5	38,1	52,4	3	3/8 x 2
E	73,0	2-7/8	19,0	97,4	152,4	47,6	66,7	3	1/2 x 2-3/4
F	84,1	3-5/16	20,6	112,7	168,3	71,4	92,1	3	9/16 x 3-5/8
J	95,2	3-3/4	25,4	130,8	184,1	88,9	114,3	3	5/8 x 4-1/2
M	120,6	4-3/4	31,7	165,1	228,6	139,7	171,4	4	3/4 x 6-3/4
N	127,0	5	38,1	177,8	254,0	168,3	206,4	4	7/8 x 8-1/2
P	150,8	5-15/16	44,4	209,5	298,4	193,7	238,1	4	1 x 9-1/2
W	190,5	7-1/2	50,8	265,1	381,0	238,1	288,9	4	1-1/8 x 11-1/2

Nota: Para saber cual Buje QD estándar le corresponde a una polea consulte las tablas de las páginas 58 a 100.

Fuente: Catálogo de poleas en "V" Intermec 2013 (Pág.11)

Figura 42.

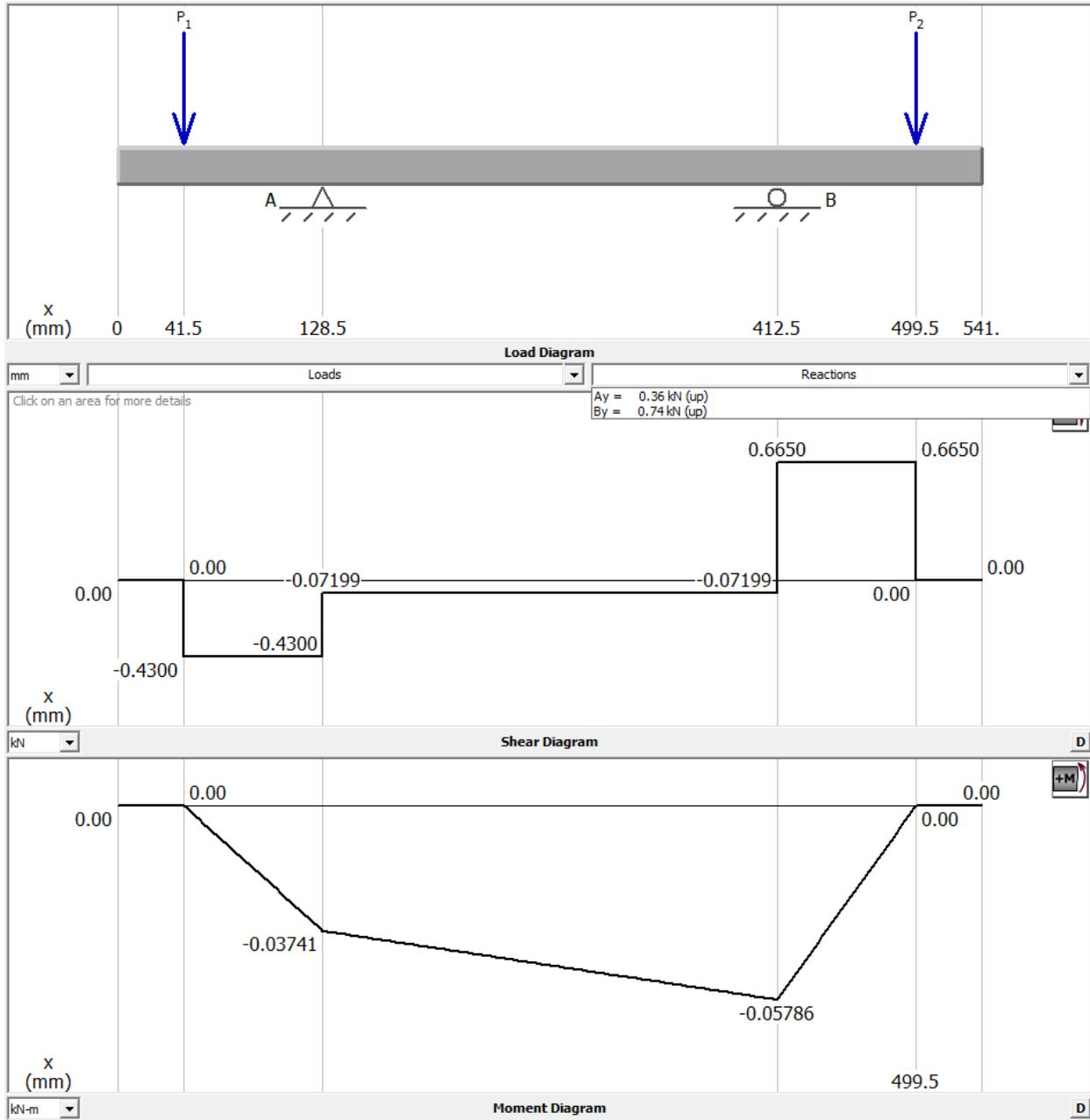
Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje excéntrico para el plano XZ



Nota: Adaptado de software Md Solid

Figura 43.

Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje excéntrico para el plano XY



Nota: Adaptado de software Md Solid

Tabla 18.

Propiedades mecánicas de algunos aceros estirados en frío y laminados en caliente

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Proce- samiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. 9na Edición. (Pág. 1004)

Tabla 19.*Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente.*

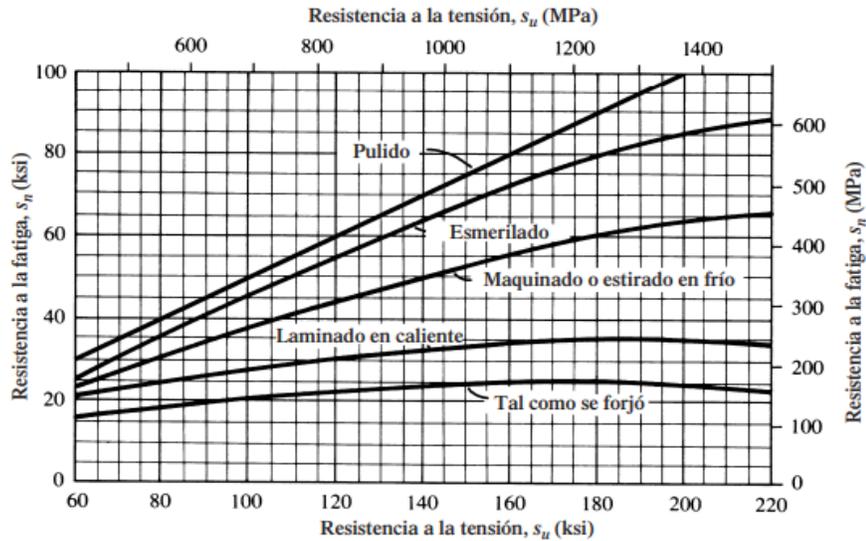
1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1630 (236)	1460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

* Templado en agua.

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. 9na Edición. (Pág. 1006)

Figura 44.

Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión para acero forjado con varias condiciones de superficie



Fuente: Robert L. Mott. Diseño de Elementos de Máquinas. Diseño para diferentes tipos de carga. (Pág. 175)

Tabla 20.

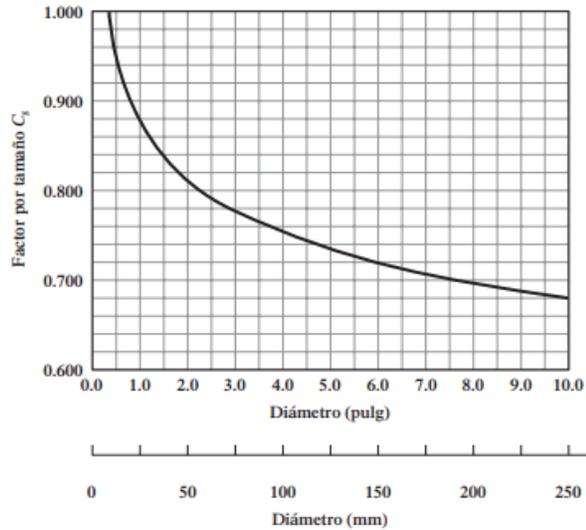
Factor de confiabilidad aproximado C_R

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_a
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. 9na Edición. (Pág. 330)

Figura 45.

Factor de tamaño promedio según el diámetro



Fuente Robert L. Mott. Diseño de Elementos de Máquinas. Diseño para diferentes tipos de carga. (Pág. 175)

Tabla 21.

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración de esfuerzo para flexión, torsión y axial.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Nota: Estos factores solo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. Fuente: Shigley, Diseño en Ingeniería mecánica, Ejes Flechas y sus componentes (Pág. 356)

Figura 46.

Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie UCP311

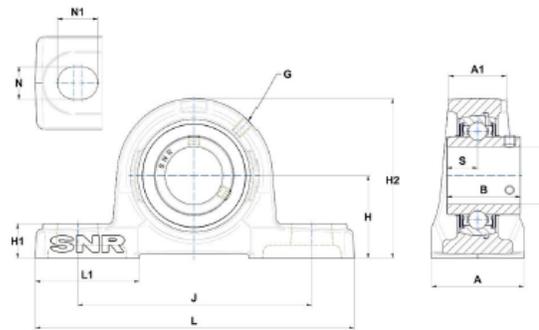


Grey cast housing, radial insert ball bearing with socket set screws, seal with slinger

KIT CONTENT

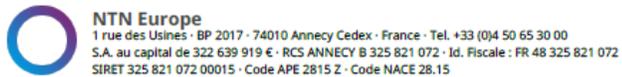
UC311G2

VISUAL (S)



PRODUCT DEFINITION

Brand	SNR
A - Housing width	80 mm
A1 - Housing top width	51 mm
B - Width of Inner Ring	66 mm
d - Shaft diameter	55 mm
G - Grease fitting	M6x1



Page 1/2

Fuente: Ficha técnica para unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie UCP311. NTN.

Figura 47.

Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie UCP311

UCP311 Bearing units

PRODUCT DEFINITION	
H - Distance mounting base to centerline spheric. seating diam.	80 mm
H1 - Housing foot height	30 mm
H2 - Housing height	154 mm
J - Mounting holes distance	236 mm
L - Housing length	310 mm
L1 - Housing foot length	85 mm
N - Mounting hole dimension	20 mm
N1 - Mounting hole length	38 mm
S - Distance front side/bearing centre	25 mm

PRODUCT PERFORMANCE	
C - Dynamic load rating	71,5 kN
C0 - Static load rating	44,8 kN
Operating temperature min.	-20 °C
Operating temperature max.	100 °C

OTHER FEATURES	
Mass	7,5 kg
Recommended tightening torque for set screw	33 N-m



NTN Europe
1 rue des Usines · BP 2017 · 74010 Annecy Cedex · France · Tel. +33 (0)4 50 65 30 00
S.A. au capital de 322 639 919 € · RCS ANNECY B 325 821 072 · Id. Fiscale : FR 48 325 821 072
SIRET 325 821 072 00015 · Code APE 2815 Z · Code NACE 28.15

Page 2/2

Fuente: Ficha técnica para unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie UCP311.

NTN.

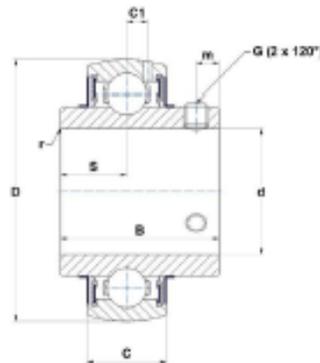
Figura 48.

Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas UC311G2



Spherical outer diameter, fixing by socket set screw, seal with slinger

VISUAL (S)



PRODUCT DEFINITION

Brand	SNR
B - Width of Inner Ring	66 mm
C - Width of Outer Ring	34 mm
C1 - Distance center of OR to center of lubrication zone	10,6 mm
d - Shaft diameter	55 mm
D - Outer diameter of OR	120 mm
G - Set screw size	M12x1,25
m - Distance to set screw	12 mm



NTN Europe
 1 rue des Usines - BP 2017 - 74010 Anney Cedex - France - Tel. +33 (0)4 50 65 30 00
 S.A. au capital de 322 639 919 € - RCS ANNECY B 325 821 072 - Id. Fiscale : FR 48 325 821 072
 SIRET 325 821 072 00015 - Code APE 2815 Z - Code NACE 28.15

Page 1/2

Fuente: Ficha técnica para unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie

UC311G2. NTN.

Figura 49.

Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas 6216



Technical data

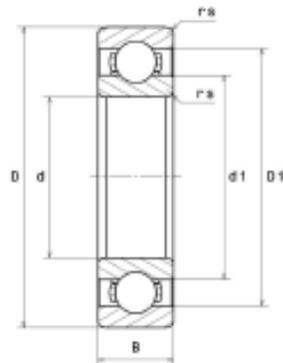
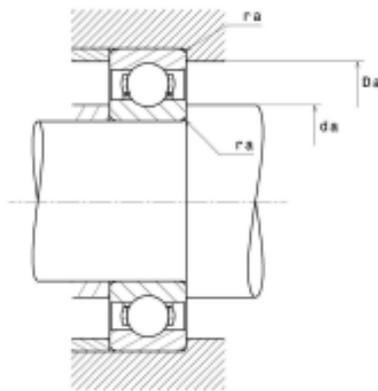
6216

Single row deep groove ball bearings

Deep groove ball bearing, radial contact, pressed steel cage, open



VISUAL (5)



NTN Europe

1 rue des Usines · BP 2017 · 74010 Annecy Cedex · France · Tel. +33 (0)4 50 65 30 00
S.A. au capital de 322 639 919 € · RCS ANNECY B 325 821 072 · Id. Fiscale : FR 48 325 821 072
SIRET 325 821 072 00015 · Code APE 2815 Z · Code NACE 28.15

Page 1/3

Fuente: Ficha técnica para unidad de rodamiento rígido de bolas 6216. NTN

Figura 50.

Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas 6216

6216
Single row deep groove ball bearings

PRODUCT DEFINITION	
Brand	SNR
d - Internal diameter	80 mm
D - External diameter	140 mm
B - Bearing/Inner ring width	26 mm
d1 - External diameter inner ring	100 mm
D1 - Inner diameter outer ring	122 mm
rs - Min fillet radius	2 mm
Radial clearance class	CN
Mass	1,35 kg

PRODUCT PERFORMANCE	
C - Dynamic load	75,4 kN
C0 - Static load	54,3 kN
Cu - Fatigue limit load	2,34 kN
f0 - Coefficient	14,8
Nref - Reference thermal speed	5500 tr/min
Nlim - Mechanical Limit Speed	7400 tr/min
Tmin - Min operating temperature	-40 °C
Tmax - Max operating temperature	120 °C

BEARING FREQUENCIES	
BPFO - Characteristic outer ring frequency (60 rpm)	4.595 Hz
BPFI - Characteristic inner ring frequency (60 rpm)	6.405 Hz
FTF - Characteristic cage frequency (60 rpm)	0.418 Hz
BSF - Characteristic rolling element frequency (60 rpm)	5.916 Hz



NTN Europe
1 rue des Usines - BP 2017 - 74010 Annecy Cedex - France - Tel. +33 (0)4 50 65 30 00
S.A. au capital de 322 639 919 € - RCS ANNECY B 325 821 072 - Id. Fiscale : FR 48 325 821 072
SIRET 325 821 072 00015 - Code APE 2815 Z - Code NACE 28.15

Fuente: Ficha técnica para unidad de rodamiento rígido de bolas 6216. NTN

Figura 51.

Especificaciones técnicas para unidad de rodamiento de bolas 6216

6216
Single row deep groove ball bearings

ABUTMENT	
da min - Min shoulder diameter IR	89 mm
Da max - Max shoulder diameter OR	131 mm
ra max - Max shaft & housing fillet radius	2 mm

INDUSTRY CALCUL FACTORS	
-------------------------	--

Equivalent dynamic radial load
 $P = XFr + YFa$

$\frac{f_0 F_a}{C_0}$	ϵ	$F_a / Fr \leq e$		$F_a / Fr > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.3
0.345	0.22				1.99
0.609	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.3				1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1

Equivalent static radial load

$P_0 = X_0 Fr + Y_0 Fa$

X_0	Y_0
0.6	0.5

For single or DT bearing arrangement:
 If $F_n < Fr$, then use $F_n = Fr$



NTN Europe
 1 rue des Usines - BP 2017 - 74010 Annecy Cedex - France - Tel. +33 (0)4 50 65 30 00
 S.A. au capital de 322 639 919 € - RCS ANNECY B 325 821 072 - Id. Fiscale : FR 48 325 821 072
 SIRET 325 821 072 00015 - Code APE 2815 Z - Code NACE 28.15

Fuente: Ficha técnica para unidad de rodamiento rígido de bolas 6216. NTN

Tabla 22.

Valores mínimos del factor de seguridad S_0

Condiciones de operación	Rodtos. de bolas	Rotos. de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cargas, etc.)	0.5	1

Notas 1: Para rodamientos axiales de rodillos esféricos, el valor mínimo de $S_0=4$.
 2: Para rodamientos de aguja con cubierta, el valor mínimo de $S_0=3$.
 3: Cuando se presenten cargas de impacto y/o vibración, un factor de carga basado en los requerimientos para cargas de impacto debe ser considerado en la determinación del valor máximo de P_0 .
 4: Si una considerable carga axial es aplicada a los rodamientos rígidos de bolas o a los de bolas a contacto angular, el óvalo de contacto puede exceder los límites de la superficie de la pista. Para mayor información, por favor contactar a Ingeniería de NTN.

Fuente: Catalogo rodamiento de bolas y de rodillos, NTN corporation. Pag A-20

Tabla 23

Tabla 23.

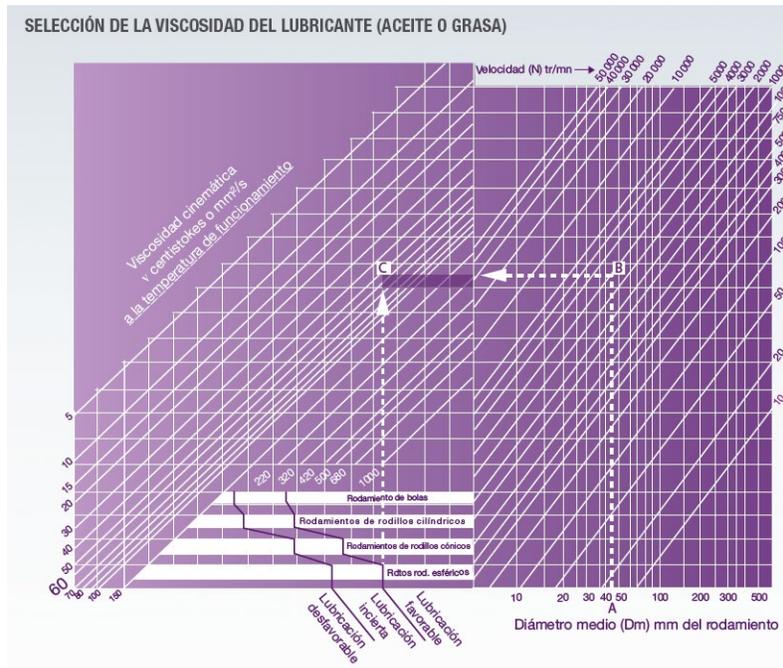
Aplicaciones en maquinarias y vida requerida

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^3$ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

Fuente: Catalogo rodamiento de bolas y de rodillos, NTN corporation. Pag A-19

Figura 52.

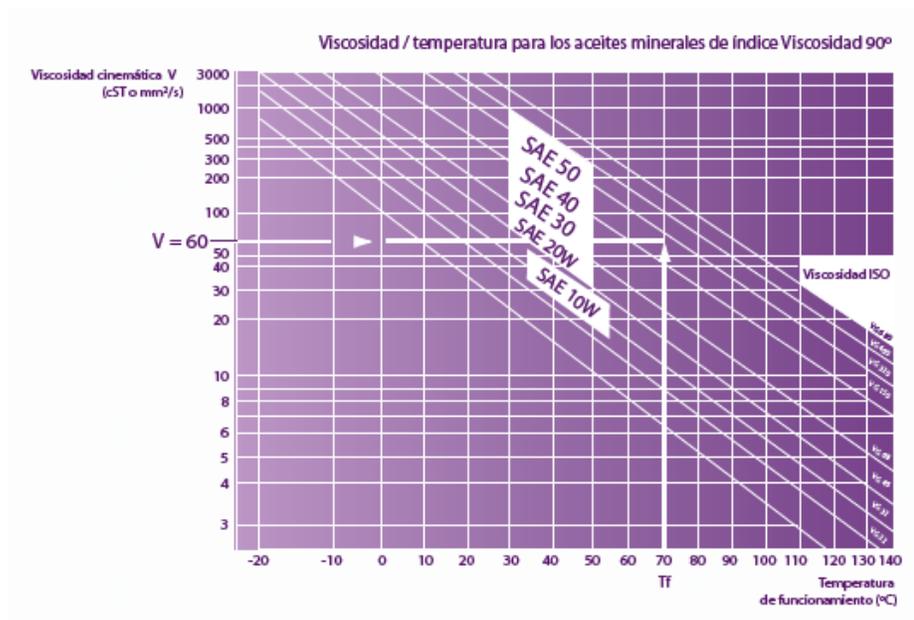
Selección de la viscosidad del lubricante



Fuente: Industria Lubricacion, NTN corporation. Pag 82

Figura 53.

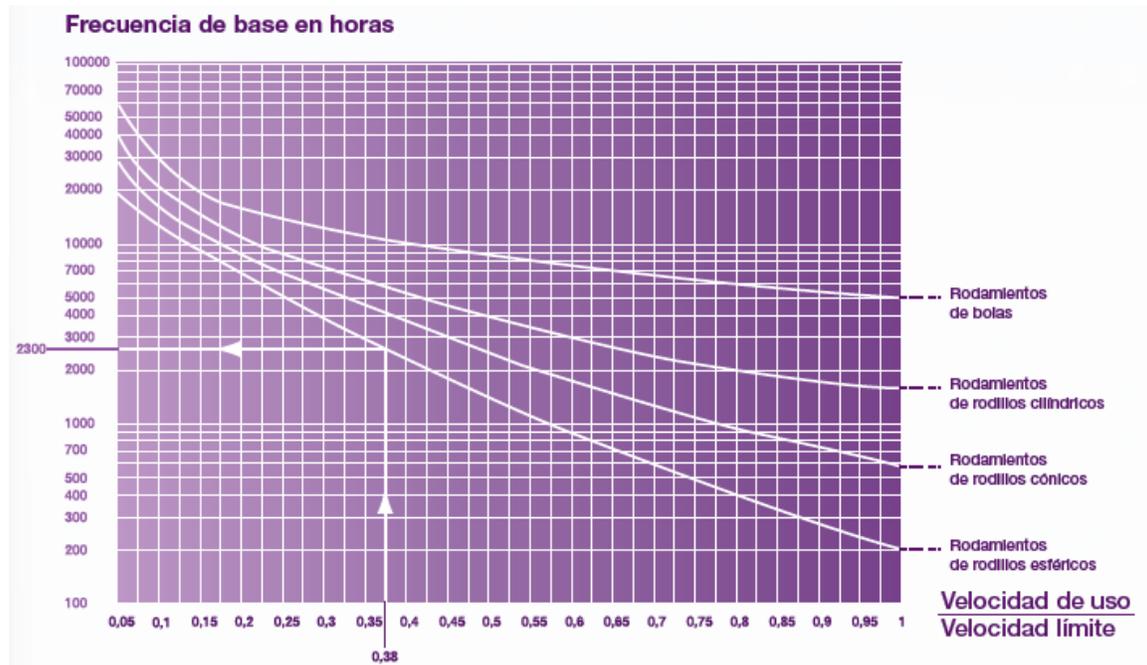
Viscosidad ISO del lubricante



Fuente: Industria Lubricacion, NTN corporation. Pag 82

Figura 54.

Frecuencia de base en horas



Fuente: Industria lubricación, NTN corporation. Pag 33

Tabla 24.

Coefficientes de lubricación en función de las condiciones del entorno

Condiciones	Entorno	Aplicaciones	Temperatura		
	Polvo Humedad Condensación	Con choques Vibraciones Eje vertical	Nivel	Para grasa estándar	Para grasa de alta temperatura
Coefficientes	Te	Ta		Tt	Tt
Media	0,7 a 0,9	0,7 a 0,9	75°C	0,7 a 0,9	-
Fuerte	0,4 a 0,7	0,4 a 0,7	75°C a 85 °C	0,4 a 0,7	0,7 a 0,9
Muy fuerte	0,1 a 0,4	0,1 a 0,4	85°C a 125 °C	0,1 a 0,4	0,4 a 0,7
	-	-	130°C a 170 °C	-	0,1 a 0,4

Fuente: Industria Lubricacion, NTN corporation. Pag 34

Figura 55.

Descripción y características de la grasa Chevron Delo Grease Ep 00, 0, 1, 2

DELO[®] GREASE EP 00, 0, 1, 2

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

Las grasas Delo[®] Greases EP son grasas de presión extrema, técnicamente avanzadas para una amplia variedad de aplicaciones en la carretera.

BENEFICIOS PARA EL CLIENTE

Las grasas Delo Greases EP proporcionan valor a través de:

- **Capacidad de cargas pesadas de presión extrema**
- **Excelente protección contra corrosión y desgaste**
- **Excelente resistencia al agua**
- **Excelente estabilidad a alta temperatura**
- **Bombeabilidad sobresaliente a alta temperatura**

CARACTERÍSTICAS

Las grasas Delo Greases EP son grasas de presión extrema, técnicamente avanzadas para una amplia variedad de aplicaciones en la carretera y de servicio ligero fuera de la carretera.

Están formulados con básicos altamente refinados, un espesante de complejo de litio, inhibidores de herrumbre y oxidación y aditivos de presión extrema y pegajosidad. Son de color azul con una textura pegajosa.

Están diseñados para minimizar la fricción y el desgaste con una cobertura gruesa, consistente para una excelente protección en cargas pesadas.

ISOSYN
TECHNOLOGY[®]

Las grasas Delo Greases EP están especialmente formuladas para chumaceras de ruedas de presión extrema y aplicaciones de chasis incluyendo los contrabrazos de dirección, pernos maestros, pernos de resorte del eje cruzado de la transmisión, pernos de horquilla, levas de ejes de frenos, placas de quinta rueda y pivotes que operan en condiciones de temperaturas altas y bajas.

El aceite base de alto índice de viscosidad hace a estos productos perfectos para los sistemas centralizados de lubricación encontrados en los equipos móviles actuales.

Estos productos están formulados para desempeñarse bajo condiciones inusualmente demandantes de temperaturas altas y bajas. El espesante de complejo de litio en las grasas Delo Greases EP eleva el punto de escurrimiento hasta aproximadamente 266°C (510°F). Este alto punto de goteo iguala la estabilidad de alta temperatura hasta 177°C (350°F).

Las grasas Delo Greases EP tienen la viscosidad de aceite base apropiada para satisfacer los requerimientos de operación a baja temperatura de NLGI GC-LB. Las grasas **NLGI 1** y **2** se recomiendan para aplicaciones operando en un rango de temperatura de -18°C a 177°C (0°F a 350°F). Las grasas **NLGI 00** y **0** pueden ser utilizadas a temperaturas tan bajas como -34°C (-30°F).

Las grasas Delo Greases EP exceden los requerimientos de NLGI GC-LB para protección EP y protección contra herrumbre, haciéndolas adecuadas para la mayoría de aplicaciones severas.

Producto(s) manufacturado(s) en USA y Colombia.

Confirme siempre que el producto seleccionado es consistente con las recomendaciones del fabricante del equipo respecto a sus condiciones de operación y las prácticas de mantenimiento del cliente.

Un producto de la empresa **Chevron**

1 julio 2017
GR-35s

© 2017 Chevron U.S.A. Inc. Todos los derechos reservados.

Chevron, la Marca Chevron, Delo, ISOSYN y el logotipo de ISOSYN logo son marcas registradas propiedad de Chevron Intellectual Property LLC. Todas las otras marcas registradas son propiedad de sus respectivos dueños.

10-17

Fuente: Ficha técnica Grasa Chevron delo Grease EP 00, 0, 1, 2

Tabla 25.*Datos de pruebas típicas para grasa Chevron Delo Grease EP 00, 0, 1, 2***INFORMACIÓN DE PRUEBAS TÍPICAS**

Grado NLGI	00	0	1	2
<i>Número de Producto</i>	235212	235211	235209	235208
<i>Número MSDS Colombia</i>	6818MEX —	6818MEX —	6818MEX —	6818MEX 33733
Temperatura de Operación, °C(°F)				
Mínima ^a	-40(-40)	-40(-40)	-40(-40)	-40(-40)
Máxima ^b	132(270)	132(270)	177(350)	177(350)
Penetración (Trabajada 60 Strokes), a 25°C(77°F)	415	370	325	280
Punto de Goteo, °C(°F)	n/a	235(455)	245(471)	255(491)
Punto de Soldadura Cuatro Bolas, kg	315	315	315	315
Prueba de Desgaste Cuatro Bolas, mm	0,45	0,45	0,45	0,45
Carga Timken OK, lb	50	50	50	50
Enjuague con Agua, wt %	n/a	15	10	5
Enjuague con Spray de Agua, wt %	n/a	n/a	30	20
Lincoln Ventmeter, psig a 30 s, a				
75°F	—	—	—	—
30°F	50	100	200	250
0°F	50	150	450	700
-22°F	100	450	1250	1400
Corrosión de Cobre	1b	1b	1b	1b
Herrumbre en Rodamiento, 5% Agua de Mar Sintética	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Espesante, %	4,0	5,8	8,0	11,0
Tipo	Complejo de Litio	Complejo de Litio	Complejo de Litio	Complejo de Litio
Grado de Viscosidad ISO Aceite Base Equivalente	220	220	220	220
Viscosidad, Cinemática*				
cSt a 40°C	226	226	226	226
cSt a 100°C	20,7	20,7	20,7	20,7
Viscosidad, Saybolt*				
SUS a 100°F	1188	1188	1188	1188
SUS a 210°F	104,2	104,2	104,2	104,2
Índice de Viscosidad	107	107	107	107
Punto de Inflamación, °C(°F)*	274(525)	274(525)	274(525)	274(525)
Separación de Aceite, wt%	n/a	5	5	5
Textura	Pegajosa	Pegajosa	Pegajosa	Pegajosa
Color	Azul	Azul	Azul	Azul

a La temperatura mínima de operación es la temperatura más baja a la cual se espera que una grasa, ya colocada, proporcione lubricación. La mayoría de las grasas no pueden ser bombeadas a estas temperaturas mínimas.

b La temperatura máxima de operación es la mayor temperatura a la cual una grasa puede ser utilizada con relubricación frecuente (diaria).

* Determinado en aceite mineral extraído por filtración al vacío.

Pueden esperarse variaciones menores en la información de pruebas típicas en fabricación normal.

Fuente: Ficha técnica Grasa Chevron Delo Grease EP 00, 0, 1, 2

Figura 56.

Dimensiones y propiedades de Tuerca de Fijación con rosca métrica KM 16



KM 16

Tuerca de fijación KM(L), con roscas métricas, fija en el eje con arandela de fijación MB(L) o MB .. A

Las tuercas de fijación KM(L) con roscas métricas se usan para fijar los rodamientos sobre el eje. Tienen cuatro ranuras igualmente espaciadas situadas alrededor de su circunferencia para admitir una llave de impacto. Estas tuercas de fijación se fijan en el eje con arandelas de fijación MB(L). Las tuercas de fijación KM pueden utilizar alternativamente la arandela de fijación MB .. A, que es más fuerte. Las tuercas de fijación KM pueden reutilizarse, siempre que no estén dañadas.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Los diámetros de rosca van de 10 a 200 mm
- Disponible para rosca M 10x0,75 a M 200x3 (tamaños de 0 a 40)

Overview

Dimensiones

Ancho	15 mm
Designación de la rosca	M80x2
Diámetro exterior	105 mm
Diámetro interno	80 mm

Propiedades

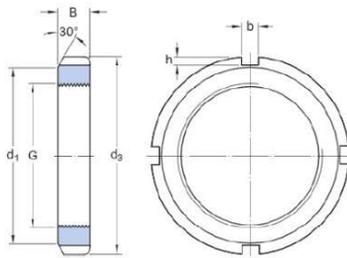
Dispositivo de fijación	Arandela de fijación
Herramienta de montaje asociada	HN 16
Tuerca para montaje hidráulico	No

Figura 57.

Dimensiones y propiedades de Tuerca de Fijación con rosca métrica KM 16



Especificación técnica



Dimensiones

G	M80x2	Rosca
d ₃	105 mm	Diámetro exterior
B	15 mm	Ancho
d ₁	95 mm	Diámetro de la cara lateral de fijación
b	8 mm	Ancho de la ranura de fijación
h	3.5 mm	Profundidad de la ranura de fijación

Datos del cálculo

Capacidad de carga estática axial	173 kN
-----------------------------------	--------

Masa

Masa de tuerca de fijación	0.42 kg
----------------------------	---------

Información de montaje

Llave asociada	HN 16
----------------	-------

Productos asociados

Dispositivo de fijación	MB 16
-------------------------	-------

Figura 58.

Dimensiones y propiedades de arandela de fijación MB 16



MB 16



Arandela de fijación MB(L)

Las arandelas de fijación MB y MBL son dispositivos de fijación que se utilizan para asegurar las tuercas de fijación KM, KML y HM .. T en un eje o manguito de fijación y evitar que se aflojen involuntariamente. La MB .. A es una versión más resistente de la arandela MB. Las arandelas de fijación encajan en un chavetero del eje o de la rosca del manguito de fijación. Fijan la tuerca en su posición cuando una de las lengüetas de la arandela se dobla hacia una de las ranuras del diámetro exterior de la tuerca de fijación. Una arandela de fijación nueva debe utilizarse cada vez que se instala la tuerca de fijación correspondiente.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Usado para tuercas de fijación KM(L) y HM .. T (algunos tamaños)

Overview

Dimensiones

Diámetro exterior	112 mm
Diámetro interno	80 mm

Propiedades

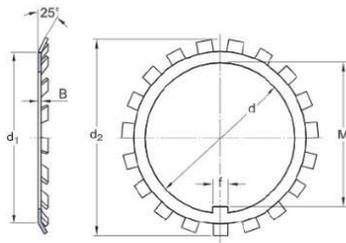
Dispositivo de fijación	Arandela de fijación
-------------------------	----------------------

Figura 59.

Dimensiones y propiedades de arandela de fijación MB 16



Especificación técnica



Dimensiones

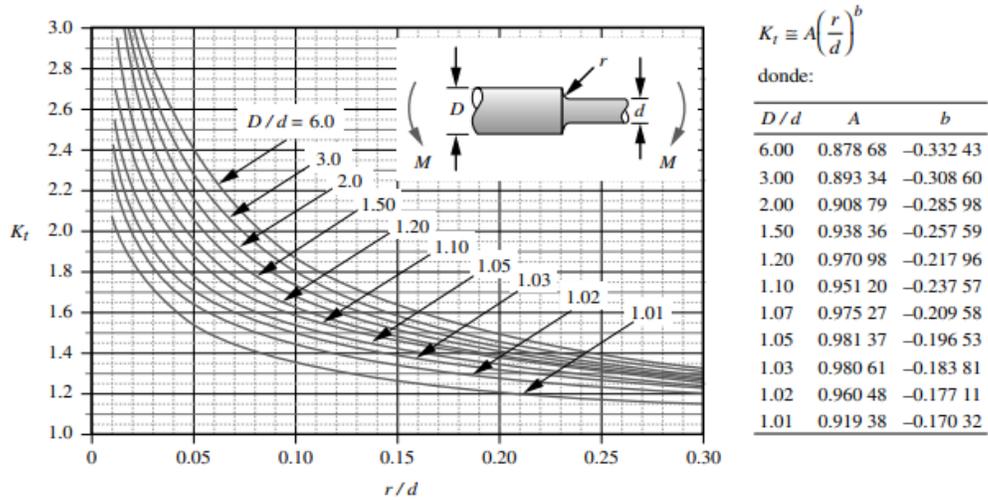
d	80 mm	Diámetro del agujero
d ₁	95 mm	Diámetro de la cara lateral
d ₂	112 mm	Diámetro exterior
B	1.75 mm	Espesor del material
f	10 mm	Ancho de la lengüeta interior
M	76.5 mm	Dimensión interior debajo de la lengüeta interior

Masa

Masa de arandela de fijación	0.047 kg
------------------------------	----------

Figura 60.

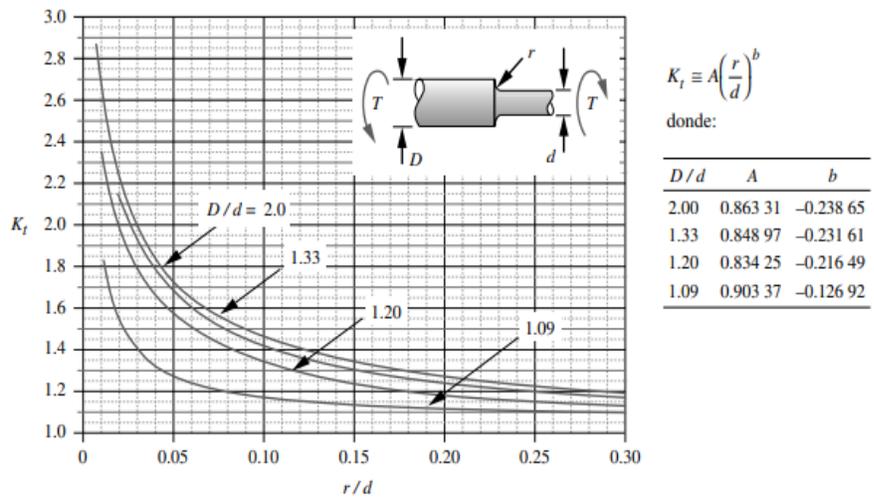
Factor geométrico de concentración de esfuerzos k_t para un eje con filete de hombro en flexión



Fuente: Robert L. Norton. Diseño de elementos de máquinas. 4 edición (Pág. 998)

Figura 61.

Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_{ts} para un eje con filete de hombro en torsión



Fuente: Robert L. Norton. Diseño de elementos de máquinas. 4 edición (Pág. 999)

Tabla 27.*Ángulo de torsión por unidad de longitud*

Ángulo de torsión por unidad de longitud [ψ / L]	
Grúas desplazables y portátiles	0.0045.....0.006 rad/m
Husillos de tornos y taladros	0.00175 rad/m
Eje de transmisión de destino general	0.009 rad/m
Ejes de cardanes de vehículos (d = 30.....50 mm)	0.005.....0.007 rad/m
Partes de máquinas en general	0.0007....0.007 rad/m
Precisión moderada	0.00001....0.0003 rad/m
Alta precisión	0.0000007.....0.000014 rad/m

Fuente: Apuntes de Diseño de Elementos de Máquinas II. (Castillo, 2021)

Tabla 28.*Deflexiones transversales permitidas*

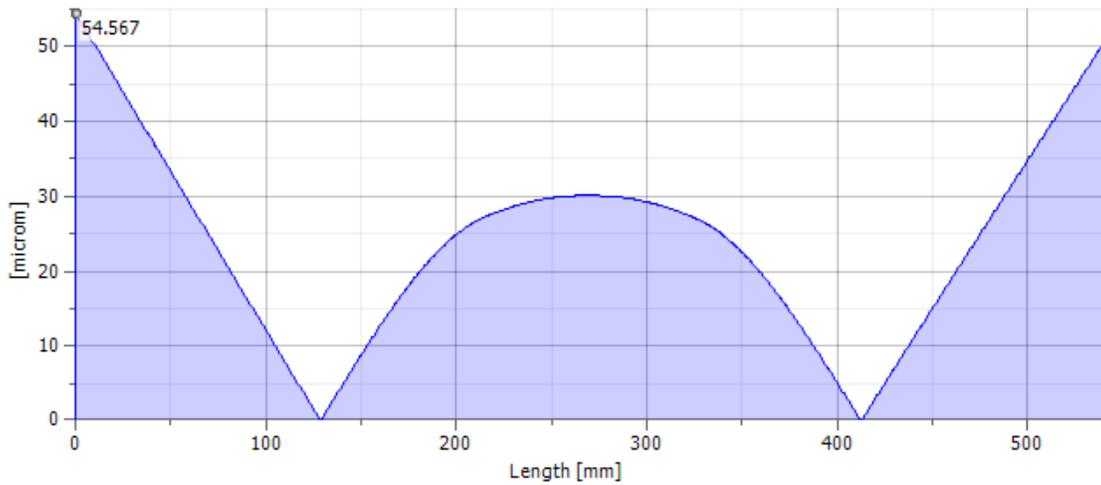
Deflexiones Transversales		
Engranés rectos con	$P \leq 10$ dientes/pulg	0.010 plg
	$m \geq 2.5$ mm	0.254 mm
Engranés rectos con	$10 < P \leq 20$ dientes/pulg	0.005 plg
	$2.5 > m \geq 1.2$ mm	0.127 mm
Engranés rectos con	$20 < P \leq 50$ dientes/pulg	0.03 plg
	$1.2 > m \geq 0.5$ mm	0.0762 mm
Partes de máquinas en general	(0.0005 a 0.003) * L	
Precisión moderada	(0.00001 a 0.0005) * L	
Alta precisión	(0.000001 a 0.00001) * L	

Fuente: Apuntes de Diseño de Elementos de Máquinas II. (Castillo, 2021)

Figura 62.

Gráfica resultante de valores de deflexión del eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas

☐ **Deflection**

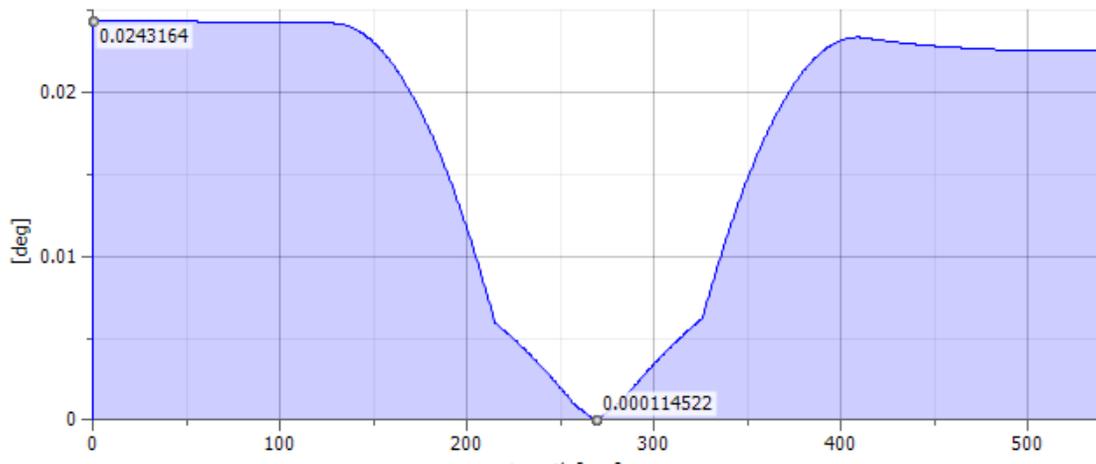


Nota: Adaptado del Software Autodesk Inventor. Diseño de ejes

Figura 63.

Gráfica resultante de valores de pendiente de ángulo del eje excéntrico de la trituradora de mandíbulas

☐ **Deflection Angle**



Nota: Adaptado del Software Autodesk Inventor. Diseño de ejes

Tabla 29.

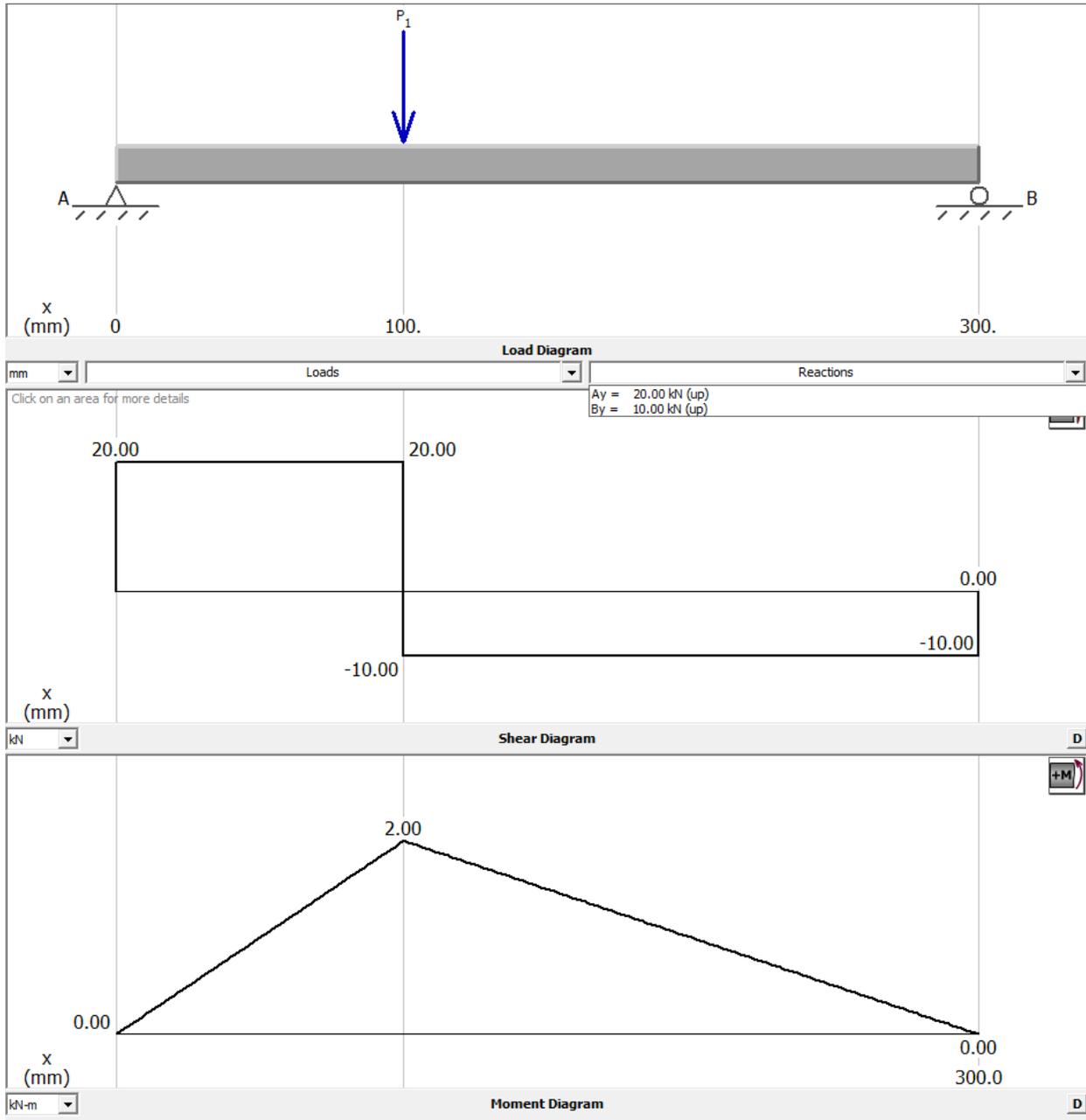
Ángulos de pendiente recomendados

Pendientes	
Rodillo ahusado	0.0005 - 0.0012 rad
Rodillo cilíndrico	0.0008 - 0.0012 rad
Bola con ranura profunda	0.001 - 0.003 rad
Bola esférica	0.026 - 0.052 rad
Bola autoalineante	0.026 - 0.052
Engrane recto sin corona	< 0.0005 rad

Fuente: Apuntes de Diseño de Elementos de Máquinas II. (Castillo, 2021)

Figura 64.

Diagrama de cortante y momento flector de las mandíbulas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica



Fuente: Adaptado del software Md Solid

Figura 65.

Especificaciones técnicas de electrodo bajo en hidrogeno E7018



ELECTRODO REVESTIDO
ACERO AL CARBONO, Básico (Bajo Hidrógeno)

E7018



CLASIFICACIÓN	
AWS A5.1	E7018
ISO 2560 -A	E 423 B 32 H5

DIÁMETRO x LONGITUD (mm/Pulg.)	
J106EL	3,2 mm x 350 mm → 1/8" x 14"
J131EL	3,2 mm x 450 mm → 1/8" x 18"
J107EL	4,0 mm x 350 mm → 5/32" x 14"
J132EL	4,0 mm x 450 mm → 5/32" x 18"

CARACTERÍSTICAS	
<ul style="list-style-type: none"> Electrodo básico con bajo contenido en hidrógeno. Electrodo especialmente concebido para soldar acero al carbono. Puede ser utilizado con corriente directa, polaridad positiva (+) o con corriente alterna. Este tipo de electrodo se utiliza en la soldadura de aceros al carbono de hasta 74.000 lbs/pulg². Se recomienda soldar con un arco corto para lograr mejores resultados. 	

APLICACIONES TÍPICAS	
<ul style="list-style-type: none"> Especialmente diseñado para la soldadura de calderas, tuberías, tanques entre otros. 	

COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO)				
C	Si	Mn	P	S
0,074	0,34	1,18	0,015	0,011
Ni	Cr	Mo	V	
0,009	0,08	0,03	0,03	

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS, SOBRE EL METAL DEPOSITADO				
	R. Tensión (mpa)	Lím. Elástico (mpa)	Elongación (%)	Resistencia al impacto
Standard	≥ 490	≥ 400	≥ 20	≥ 27
Valores típicos	595	515	26	125

AMPERAJE RECOMENDADO SEGÚN DIÁMETRO	
Diámetro x longitud mm / (pulg.)	Rango de corriente (A)
3,2 x 350 (1/8" x 14")	90 - 130
3,2 x 450 (1/8" x 18")	90 - 130
4,0 x 350 (5/32" x 14")	110 - 160
4,0 x 450 (5/32" x 18")	110 - 160

POSICIONES DE SOLDADURA								
 PA Posición plana	 PB Posición en ángulo	 PC Posición transversal	 PD Posición en cornisa	 PE Posición en techo	 PF Posición vertical ascendente	 PG Posición vertical descendente	 PH Posición ascendente p/tubo	 PJ Posición descendente p/tubo

TIPO DE CORRIENTE	
CC	AWS BAC CNAS IAF ISO 9001: 2008

Referencia	Diámetro por longitud mm / (pulg.)	Tipo de Presentación	Gramos por electrodos aprox.	Electrodos por empaque aprox.	Peso del empaque (Kg)	Empaques por caja (uds.)	Peso de la caja (Kg)	Cajas por palet (uds.)	Peso total del palet (Kg.)	Color de la presentación del empaque
J106EL	3,2 x 350 (1/8" x 14")	Empaque 5 Kg	30,4	164	5	3	15	70	1050	■
J131EL	3,2 x 450 (1/8" x 18")	Empaque 5 Kg	45,45	110	5	4	20	50	1000	■
J107EL	4,0 x 350 (5/32" x 14")	Empaque 5 Kg	35,00	142	5	3	15	70	1050	■
J132EL	4,0 x 450 (5/32" x 18")	Empaque 5 Kg	60,81	80	5	4	20	50	1000	■

* Disponibilidad de presentación en blisters. (consulte a su proveedor).

Jet-Arco España se reserva el derecho de modificar sin previo aviso las características de los productos presentados en este documento, además de considerarse únicamente como guía de consulta.

Fuente: Ficha técnica electrodo E7018, JET-ARCO España

Tabla 30.*Amperaje y medida de electrodo según espesor del metal*

Posición Plana Espesor del Metal	Medida del Electrodo	Amperaje Aproximado
Calibre 18	3/32"	50 - 80
Calibre 16	3/32"	
Calibre 14	1/8"	90 - 135
Calibre 12	1/8"	
Calibre 10	5/32" ó 1/8"	120 - 175
3/16"	5/32" ó 1/8"	
1/4"	3/16" ó 5/32"	140 - 200
5/16"	3/16" ó 5/32"	200 - 275
3/8"	1/4" ó 3/16"	
1/2"	1/4" ó 3/16"	250 - 350
3/4"	1/4"	
1"	1/4"	325 - 400

Nota: Adaptado de Manual del soldador. OXGASA, pág. 12

Tabla 31.*Valores del factor de ocupación para diferentes modos de operación*

Modo de operación	ϕ (%)
Manual	05 – 30
Semiautomático	10 – 60
Mecanizado	40 – 90
Automático	50 - 100

Nota: Adaptado de Estimación de los costos de soldadura eléctrica, Universidad tecnológico de Panamá Alexis Tejedor de León.

Tabla 32.

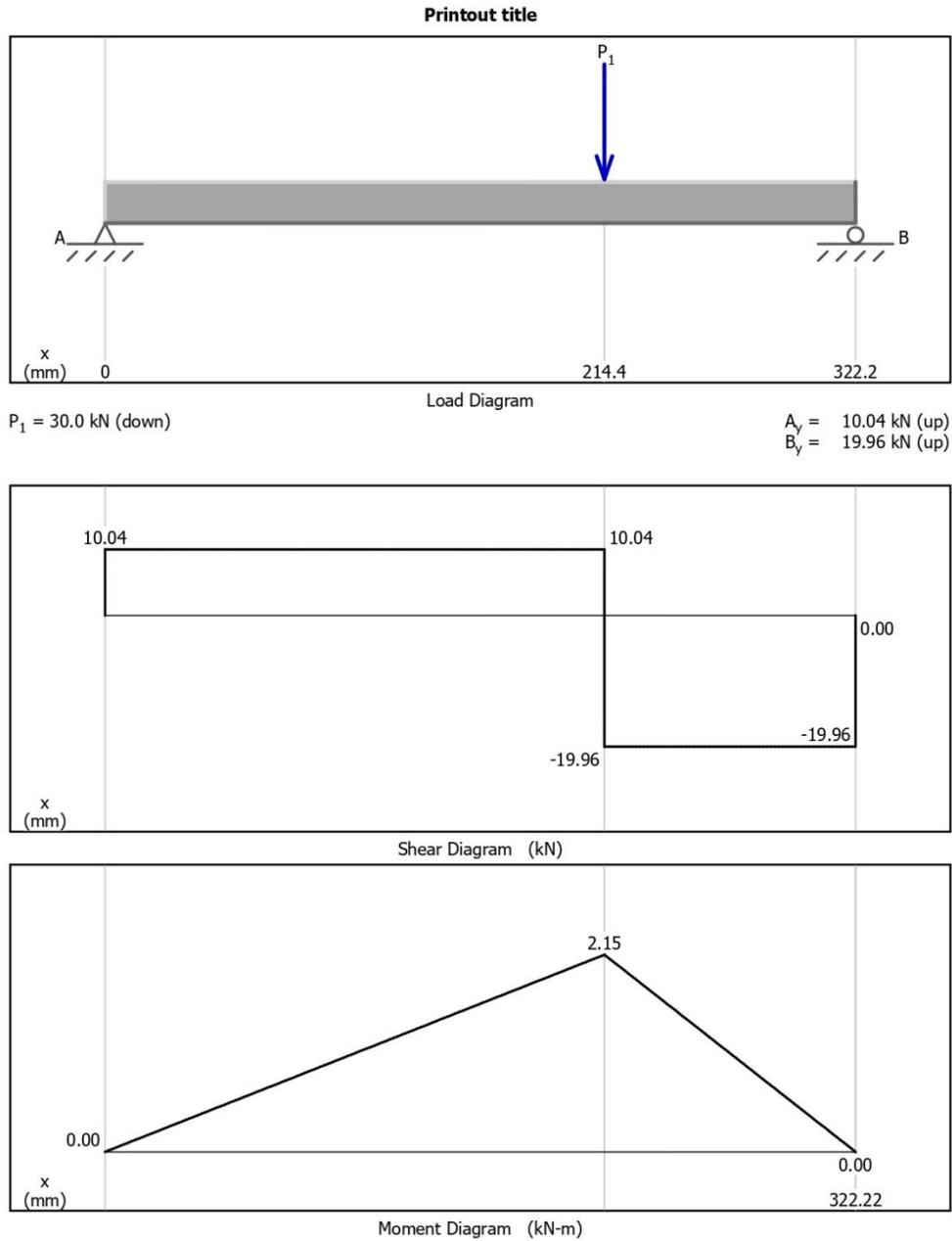
Velocidades de deposición en kg/h, para varios procesos de soldadura

Proceso	Electrodo	Corriente (A)					
		150	200	250	300	400	
SMAW	E6010, E7014	1,5	1,8	2,25	2,92	4,05	
	E6011, E6012, E6013	1,12	1,5	2,02	2,47	3,37	
	E7018	1,57	2,02	2,7	3,15	4,5	
	E7024	1,57	2,25	2,92	3,6	4,95	
	E7028	1,57	2,47	3,37	4,27	6,3	
GTAW	0,23 a 0,9 Kg/h dependiendo de la velocidad de adición de varilla						
	Gas	ϕ mm	Corriente (A)				
			100	200	300	400	500
GMAW	Argón (Ar)	0,8	1,30	2,25			
		1,2	1,30	2,47	3,15		
		1,6	1,35	2,92	3,60	4,50	5,85
		2,4		3,35	4,50	5,17	6,7
		3,2			5,17	6,30	8,1
	Dióxido de Carbono (CO ₂)	0,8	0,9	1,8			
		1,2	0,9	2,25	2,50	3,37	
		1,6	1,2	3,00	2,70	3,6	4,50
		2,4		3,25	4,0	5,1	5,8
		3,2			4,1	6,7	9,4
	Gas	ϕ mm	Corriente (A)				
FCAW	Dióxido de Carbono (CO ₂)		200	300	400	500	600
		1,2	2,40	3,50			
		1,6	3,40	4,00	4,95		
		2,4		5,17	6,52	8,10	
		3,2		7,2	7,65	9,00	10,3
		ϕ mm	Corriente (A)				
SAW	L = 1 in		300	400	500	600	700
		1,6	2,56	3,55	4,72		
		2,4	2,97	3,82	5,04	6,21	
		3,2	3,75	4,27	5,22	6,61	7,80
		4,0		5,76	5,8	6,75	8,23
		5,0			8,4	7,78	8,50

Nota: Adaptado de soldadura y su inspección, Universidad tecnológica de Pereira, José

Figura 66.

Diagrama de cortante y momento flector del portamandíbulas de la trituradora de mandíbulas de excéntrica



Fuente: Adaptado del Software Md Solid

Tabla 33.*Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero*

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5–M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6–M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5–M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3–M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6–M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5–M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6–M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Nota: Adaptado de Diseño de Máquinas. Robert L. Norton. 4ta edición. (Pág. 744)

Tabla 34.*Propiedades de los electrodos*

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

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. 9na Edición. (Pág. 468)

Tabla 35.

Esfuerzo permisible del Código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ut}^\dagger$	

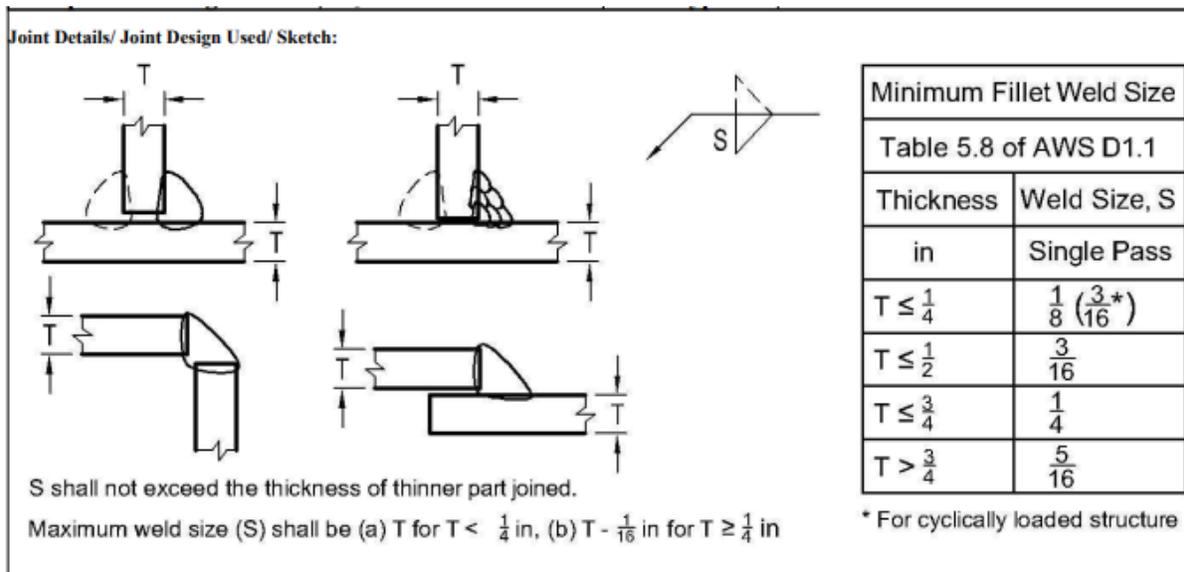
* El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

† El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. 9na Edición. (Pág. 468)

Figura 67.

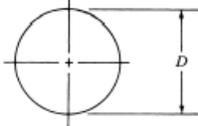
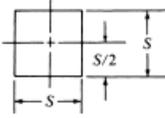
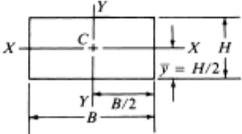
Tamaños mínimos de soldadura de filete



Fuente: <https://www.wpsamerica.com/ewpsasmesketchfillet.php?member=>

Figura 68.

Propiedades de las áreas

a) Círculo		$A = \pi D^2/4 \quad r = D/4$ $I = \pi D^4/64 \quad J = \pi D^4/32$ $S = \pi D^3/32 \quad Z_p = \pi D^3/16$
b) Círculo hueco (tubo)		$A = \pi(D^2 - d^2)/4 \quad r = \sqrt{D^2 + d^2}/4$ $I = \pi(D^4 - d^4)/64 \quad J = \pi(D^4 - d^4)/32$ $S = \pi(D^4 - d^4)/32D \quad Z_p = \pi(D^4 - d^4)/16D$
c) Cuadrado		$A = S^2 \quad r = S/\sqrt{12}$ $I = S^4/12$ $S = S^3/6$
d) Rectángulo		$A = BH \quad r_x = H/\sqrt{12}$ $I_x = BH^3/12 \quad r_y = B/\sqrt{12}$ $S_x = BH^2/6$
e) Triángulo		$A = BH/2 \quad r = H/\sqrt{18}$ $I = BH^3/36$ $S = BH^2/24$

A-1

Nota: Adaptado de Apéndice A-1 (Mott L. R., 2006)

Tabla 36.

Materiales comunes de alambre para resortes

ASTM #	Material	SAE #	Descripción
A227	Alambre forjado en frío ("forjado duro")	1066	Alambre menos costoso para resortes de uso general. Adecuado para cargas estáticas, pero no contra la fatiga o el impacto. Intervalo de temperatura 0 °C a 120 °C (250 °F).
A228	Alambre musical	1085	El material más duro, más ampliamente usado en resortes con espiras pequeñas. Mayor resistencia contra la fatiga y la tensión que todos los demás alambres para resortes. Intervalo de temperatura de 0 °C a 120 °C (250 °F).
A229	Alambre revenido al aceite	1065	Acero para resortes de uso general. Menos costoso y disponible en tamaños más grandes que el alambre musical. Adecuado para cargas estáticas, pero no para cargas de fatiga o impacto. Intervalo de temperatura 0° a 180 °C (350 °F).
A230	Alambre revenido en aceite	1070	Resorte con calidad para válvula, apropiado para cargas de fatiga.
A232	Cromo-vanadio	6150	La aleación de acero más popular para resortes. Con calidad para válvulas, adecuada para cargas de fatiga. También buena para cargas de choque y de impacto. Para temperaturas hasta de 220 °C (425 °F). Disponible recocida o prerrevenida.
A313 (302)	Acero inoxidable	30302	Adecuado para aplicaciones de fatiga.
A401	Cromo-silicio	9254	Resorte con calidad para válvulas, apropiado para cargas de fatiga. Segunda mayor resistencia después del alambre musical, y con resistencia más alta a la temperatura, de hasta 220 °C (425 °F).
B134, #260	Resorte de latón	CA-260	Resistencia baja; buena resistencia contra la corrosión.
B159	Bronce al fósforo	CA-510	Mayor resistencia que el latón; mejor resistencia a la fatiga; buena resistencia contra la corrosión. No se puede tratar térmicamente ni doblarse a lo largo de la veta.
B197	Cobre al berilio	CA-172	Mayor resistencia que el latón; mejor resistencia a la fatiga; buena resistencia contra la corrosión. Se puede tratar térmicamente y doblarse a lo largo de la veta.
-	Inconel X-750	-	Resistencia contra la corrosión.

Nota: Adaptado de Diseño de Máquinas. Robert L. Norton. 4 edición. (Pág. 653)

Tabla 37.

Módulo de elasticidad en cortante y en tensión de alambres de resorte

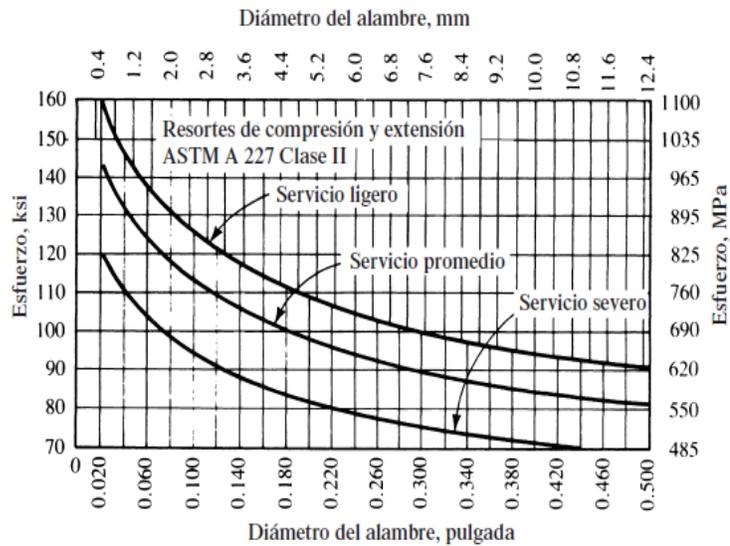
Material ASTM núm.	Módulo en cortante, G		Módulo en tensión, E	
	(psi)	(GPa)	(psi)	(GPa)
Acero estirado en frío: A227	11.5×10^6	79.3	28.6×10^6	197
Alambre para instrumentos musicales: A228	11.85×10^6	81.7	29.0×10^6	200
Templado en aceite: A229	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-vanadio: A-231	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-silicio: A401	11.2×10^6	77.2	29.5×10^6	203
Aceros inoxidables: A313				
Tipos 302, 304, 316	10.0×10^6	69.0	28.0×10^6	193
Tipo 17-7 PH	10.5×10^6	72.4	29.5×10^6	203
Latón de resortes: B134	5.0×10^6	34.5	15.0×10^6	103
Bronce fosforado: B159	6.0×10^6	41.4	15.0×10^6	103
Cobre al berilio: B197	7.0×10^6	48.3	17.0×10^6	117
Monel y K-Monel	9.5×10^6	65.5	26.0×10^6	179
Inconel e Inconel-X	10.5×10^6	72.4	31.0×10^6	214

Nota: Los datos son valores promedio. Puede haber pequeñas variaciones por el tamaño del alambre y su tratamiento.

Nota: Adaptado de Diseño de elementos de Máquinas. Robert L. Mott. 4ta edición. (Pág. 745)

Figura 69.

Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frío



Nota: Adaptado de Diseño de elementos de Máquinas. Robert L. Mott. 4ta edición. (Pág. 742)

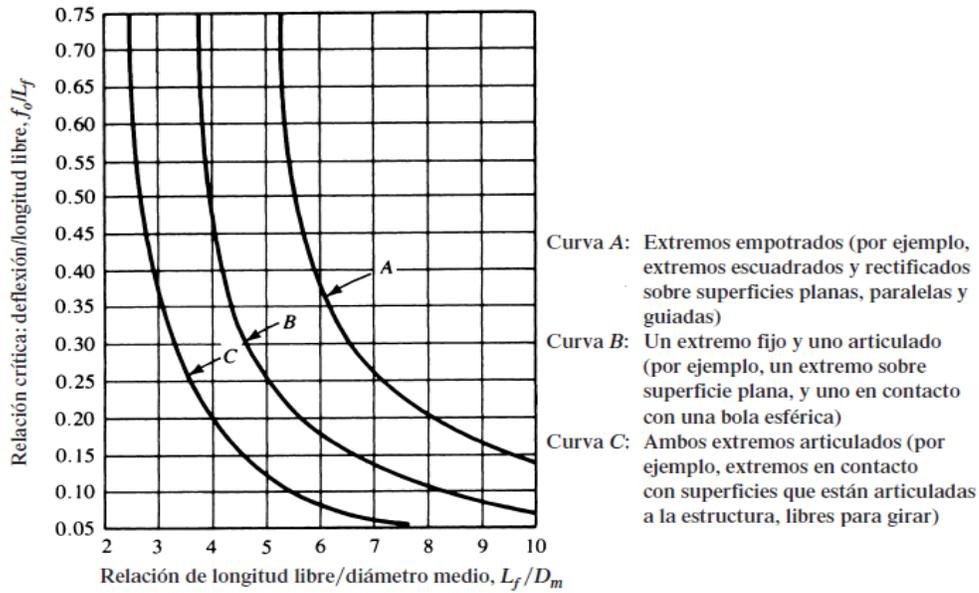
Tabla 38.*Calibres y diámetros de alambres para resortes*

Calibre núm.	Calibre U.S. para alambre de acero (<i>pulg</i>) ^a	Calibre para alambre de instrumentos musicales (<i>pulg</i>) ^b	Calibre Brown & Sharpe (<i>pulg</i>) ^c	Diámetros métricos preferidos (<i>mm</i>) ^d
7/0	0.4900			13.0
6/0	0.4615	0.004	0.5800	12.0
5/0	0.4305	0.005	0.5165	11.0
4/0	0.3938	0.006	0.4600	10.0
3/0	0.3625	0.007	0.4096	9.0
2/0	0.3310	0.008	0.3648	8.5
0	0.3065	0.009	0.3249	8.0
1	0.2830	0.010	0.2893	7.0
2	0.2625	0.011	0.2576	6.5
3	0.2437	0.012	0.2294	6.0
4	0.2253	0.013	0.2043	5.5
5	0.2070	0.014	0.1819	5.0
6	0.1920	0.016	0.1620	4.8
7	0.1770	0.018	0.1443	4.5
8	0.1620	0.020	0.1285	4.0
9	0.1483	0.022	0.1144	3.8
10	0.1350	0.024	0.1019	3.5
11	0.1205	0.026	0.0907	3.0
12	0.1055	0.029	0.0808	2.8
13	0.0915	0.031	0.0720	2.5
14	0.0800	0.033	0.0641	2.0
15	0.0720	0.035	0.0571	1.8
16	0.0625	0.037	0.0508	1.6
17	0.0540	0.039	0.0453	1.4
18	0.0475	0.041	0.0403	1.2
19	0.0410	0.043	0.0359	1.0
20	0.0348	0.045	0.0320	0.90
21	0.0317	0.047	0.0285	0.80
22	0.0286	0.049	0.0253	0.70

Nota: Adaptado de Diseño de elementos de Máquinas. Robert L. Mott. 4ta edición. (Pág. 736)

Figura 70.

Criterios de pandeo de resortes



Nota: Adaptado de Diseño de elementos de Máquinas. Robert L. Mott. 4ta edición. (Pág. 746)

Tabla 39.

Propiedades de los aceros estructurales

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21

Nota: Adaptado de Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott 4ta edición.

Figura 72.

Cotización de banda 3V1060, rodamiento, tuerca y arandela de fijación



JOHN MAY Y COMPAÑIA MAQUINARIA S.A

Km 3 Carretera Norte, Contiguo a Gasolinera

Urdinola

Teléfono 2244-1501

(505) 8884-9485

Código postal 811

PROFORMA . 26282

CLIENTE

Nombre: UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 Ruc: J0130000006891
 Contacto:
 Teléfono: Manuel Godínez Fax:

Fecha: 19/09/2023
 Asesor: SILVIO ANTONIO MATAMOROS
 Correo: s.matamoros@johnmay.com.ni
 Teléfono: 88677654

Cant.	Número	Descripción	Entrega	SAC	Precio	Total
	223-007268	6216 2Z SKF		8482.10.00.00.00	NIO 4,258.00	NIO 8,516.00
	223-000904	MB 16		7214.30.00.00.00	NIO 100.00	NIO 200.00
	223-004228	KM 16 SKF		7214.30.00.00.00	NIO 774.00	NIO 1,548.00
	123-003110	3VX-1060 DUNLOP		4010.39.00.00.00	USD 14.36	NIO 524.45

SOLO SE ACEPTAN PAGO EN EFECTIVO O TRANSFERENCIA BANCARIA.

BANCENTRO C\$ 240-201-410; BANPRO C\$ 1003-110-2160598; BAC C\$ 004-10180-1; BDF C\$ 100-3016-680; BANCENTRO USD 241-200-752; BANPRO USD 1002-111-2267144; BAC USD 004-10201-2; BDF USD 101-300953-4

Impuesto

NIO 1,618.27

Total

NIO 12,406.72

OBSERVACIONES

Tiempo de entrega: 19/09/2023

Marca:

Salvo previa venta

Condiciones de pago Contado

Oferta valida hasta: 19/10/2023

Estos precios proformado pueden cambiar sin previo aviso, el precio presentado es por el total de items cotizados, si bajan las cantidades en la orden de compra sube el precio. El tiempo de entrega es una fecha probable, recuerde que el transporte marítimo y aéreo internacional es una variable que no controla John May

PRECIOS EN CORDOBAS

Fuente: Jhon May maquinarias S.A

Figura 74.

Cotización de Barras de acero



DISTRIBUIDORA ROAG DE NICARAGUA S.A

PROFORMA : 100342

RUC # J0310000001391

ELABORAR CK A NOMBRE DE DISTRIBUIDORA ROAG DE NICARAGUA, S.A. □

RUC: J0310000001391 □

Fecha : 21 / 2 / ***	CONTADO 0	Vendedor : Gustavo Acuna
Código : 007871	Cliente : UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA.	
Teléfono: 22518276	Dirección : AVENIDA UNIVERSITARIA FRENTE A ESCUELA DE DANZA	

CONDICIONES DE LA OFERTA

Oferta Válida: 5 Días.

Transporte Gratis en cualquier lugar de Nicaragua.

Tipo de Cuenta: BANCENTRO BAC BANPRO
 Cordobas: 100235560 351223854 10013905715885
 Dolares: 101229505 351223847 10013915715891

No se aceptan devoluciones una vez cortado el material, se omiten errores en los cortes realizados por parte de DISTRIBUIDORA ROAG DE NICARAGUA, S.A.

Cantidad	Código	Descripción	Medidas	Precio Uni.	Total
1	001-014-4	BARRA DE ACERO 1045 DE 4"	0.550mts	7,293.33	4,011.33
1	001-003-114	BARRA DE ACERO CUADRADO DE 1.1/4"	0.630mts	1,204.05	758.55
1	001-011-160	BARRA DE ACERO RED 4140 DE 160mm	0.160mts	22,049.67	3,527.95
1	001-014-412	BARRA DE ACERO 1045 DE 4 1/2"	0.110mts	11,261.02	1,238.71

ENTREGA INMEDIATA	SUBTOTAL C\$	9,536.54
	DESCUENTO	0.00
	SUBTOTAL	9,536.54
	I. VENTAS	1,430.48
	TOTAL C\$ ****	10,967.02

21/02/2024 09:14

Dirección: Km 13.5 carretera a Masaya . Telefonos: . 2279-8309 /2279-1708/2279-9923.
 www.acerosroag.com correo telemarketing@acerosroag.com

Fuente: Aceros Roag

Figura 76.

Cotización placas de acero

VENTA DE MATERIALES SELECTOS
 PLATINA-ANGULARES-PERLINES-TUBOS,ETC.-ESTRIBOS,HIERRO EN TODA MEDIDA
 LUIS MANUEL TÓRREZ Y Sra. GETZEL TÓRREZ
 PROPIETARIOS

Edificio Armando Guido, 1c. arriba, 3c. al lago. Managua, Nic.
 Tel.: 2251-1085 / Cel.: 8615-5308 / 7798-5633 / 7537-1516
 RUC: 4892510720001J

DIA	MES	AÑO		
6	10	23		

FACTURA *proforma*

Cliente: *Universidad nacional de ingeniería*
 Dirección:

Cant.	DESCRIPCION	P.Unit	P.TOTAL
1	Pieza de 156cm x 3/2m x 78 mm	3.325	3.325
1	Pieza de 156 mm x 360m x 70 mm	10.50	10.50
1	Pieza de 156m x 360m x 10 mm	6.90	6.90
1	Pieza de 76mm x 15mm x 10 mm	2.20	2.20
1	Pieza de 10 mm x 150m x 50 mm	2.60	2.60
1	Pieza de 130mm x 169m x 12.7 mm	19.50	19.50
1	Pieza de 70mm x 15 mm x 6.7 mm	1.10	1.10
1	Pieza de 520 mm x 562 mm x 15 mm	2.960	2.960
1	Pieza de 137m x 169m x 15m	4.20	4.20
1	Pieza 80m x 159m x 15 mm	2.70	2.70

L.C. 8011/13/2007 AMP. P.E. 15/1/2007 E. 11.001.1.1.000 C.T. 1.002/13-2007

CUOTA FIJA
 ¡No se aceptan devoluciones!

TOTAL C\$ 11.255

ENTREGUE CONFORME

 RECIBÍ CONFORME

Fuente: Venta de materiales selectos

Figura 77.

Cotización de elementos de fijación



**LA CASA
DEL
PERNO**

La Casa del Perno, S.A.
Si no lo tiene OLVIDELO!
 J0310000151059
 Carretera Norte km 2.5, de los semáforos
 Antigua PEPSI 1c al Sur, 1c al Oeste.(505)
 22493615

COTIZACIÓN

FECHA	13/02/2024
COTIZACIÓN #	00389627

Cliente:	KARLA ISABEL ARTICA TORREZ
RUC:	
Teléfono:	
Con atención a:	

Vendedor	Correo	Condición	Sucursal	Moneda	Vence	Exento
Jimmy Obregon	atencionalcliente2@casadelperno.net	Contado	Casa Matriz	Córdobas	14/03/2024	No

Código	Descripción	Unidad	Cant.	Precio	% Desc	Monto
M912-08-060	8 x 60 Allen metrico C/Cil, 731815000000		12.00	22.6741	0.00	272.09
M960SF-10-055	10 x 1.25 x 55 Hex. Metrico HF 731815000000		8.00	19.4255	0.00	155.40
M960F-16-065	16 x 1.5 x 65 Hex. Métrico HF 731815000000		4.00	104.6539	0.00	418.62
M960F-12-070	12 x 1.5 x 70 Hex. Métrico HF 731815000000		4.00	44.6560	0.00	178.62
M960F-12-080	12 x 1.5 x 80 Hex. Métrico HF 731815000000		4.00	50.4829	0.00	201.93
M960F-12-055	12 x 1.5 x 55 Hex. Métrico HF 731815000000		4.00	40.7738	0.00	163.10
M934-08	M8 Tuerca Hex Métrica HO, 731816000000		12.00	2.1205	0.00	25.45
M934SF-10	10-1.25 Tuerca Métrica HF, 731816000000		8.00	5.8415	0.00	46.73
M934F-16	16-1.5 Tuerca Métrica HF, 731816000000		4.00	17.0229	0.00	68.09
M934F-20	20-1.5 Tuerca Métrica HF, 731816000000		6.00	37.3567	0.00	224.14
M934F-12	12-1.5 Tuerca Métrica HF, 731816000000		12.00	11.3498	0.00	136.20

Comentarios	Sub-Total	C\$	1,890.37
	Descuento	C\$	0.00
	Impuesto	C\$	283.56
	TOTAL	C\$	2,173.93

*Emitir Cheque a nombre de: **LA CASA DEL PERNO, S.A.** (Solo se aceptan Cks Certificados)
 **Oferta valida por 30 días, Precios y Existencias pueden estar sujetos a cambios por disponibilidad de Almacén
 ***Somos Grandes Contribuyentes estamos Exentos del 2% y del 1% ALMA

Figura 78.

Cotización perno hexagonal



LA CASA DEL PERNO
Si no lo tiene **OLVIDELO!**
J0310000151059
Pista Mayoreo de los semaforos 90 mtrs al sur+(505) 2249-3615

COTIZACIÓN

FECHA	01/03/2024
COTIZACIÓN #	00395355

Cliente: UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
 RUC:
 Teléfono:
 Con atención a:

Vendedor	Correo	Condición	Sucursal	Moneda	Vence	Exento
Bismarck Ríos	brios@casadelperno.net	Contado	Mayoreo	Córdobas	31/03/2024	No

Código	Descripción	Unidad	Cant.	Precio	% Desc	Monto
M933-20-240	20 x 240 Hex.Métrico HO, 731815000000		5.00	630.2500	0.00	3,151.25
M934-20	M20 Tuerca Hex Métrica HO 731816000000		5.00	33.6211	0.00	168.11
M127-20	M20 Arandela Presión Métrica, 731822000000		5.00	8.9106	0.00	44.55
M125G-20	M20 Arandela Plana Métrica Galvanizada, 731822000000		5.00	11.9541	0.00	59.77

Comentarios		Sub-Total	C\$	3,423.68
		Descuento	C\$	0.00
		Impuesto	C\$	513.55
		TOTAL	C\$	3,937.23

*Emitir Cheque a nombre de: **LA CASA DEL PERNO, S.A.** (Solo se aceptan Cks Certificados)
 **Oferta valida por 30 días, Precios y Existencias pueden estar sujetos a cambios por disponibilidad de Almacén
 ***Somos Grandes Contribuyentes estamos Exentos del 2% y del 1% ALMA

Fuente: Casa del perno

Figura 79.

Cotización de procesos de mecanizado



TALLER ARTICA

Propietario: Victor A. Artica Castro
Dirección: D.F. Nicalit 1 cuadro al Norte 1½ c. al Este
Tel.: 2264-3320 / Cel.: 8470-1511

RUC: 2911405580000J **PROFORMA Nº 0036**

DIA	MES	AÑO
21	09	23

Cliente: Universidad Nacional de Ingeniería
Dirección:

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	TOTAL
	Elaboración de copling de 117 mm de diámetro con agujero de 45 mm - cuñeros de 14 mm x 40 mm en el flange		2000.00
	Elaboración de escalona do de 503 de largo cuñeros de 14 mm en ambos extremos 14 mm x 40		3000.00
	Elaboración de pieza de 150 mm largo x 100 mm de ancho		2000.00
TOTAL CS			7000.00

Imp. INVASA # Ruc. J0310000103232 O.T. 11, 853 01B 100H. 0001-0100 09/18 Aut. DGI AIMP/2001201-2018

NOTA: Emitir CK a nombre de: Victor Artica Castro


 Entregué Conforme

Recibi Conforme

Fuente: Taller Artica

Figura 80.

Cotización de Motor de combustión

AGROCOMER

Edificio Navarra, Km. 6, Autopista a Comalapa, San Salvador- TEL 2242-0031 Fax 2242-0850

Cliente	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA	Oferta N°	245
Atención		Fecha	23/01/2024
Dirección	MANAGUA NICARAGUA	Referencia	
Teléfono	(505) 8710-2020	Vendedor	MC01011

De acuerdo con sus requerimientos y conversaciones, con gusto ofrecemos a Usted los siguientes equipos

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNITARIO	AFECTAS
1	MOTOR DIESEL KOHLER LOMBARDINI 15LD400 10 HP A 3600 RPM	\$2,216.45	\$2,217.45
TOTAL CON IVA			\$2,217.45

Entrega		CONDICIONES DE PAGO
Lugar de entrega	SALA DE VENTAS	
Garantía	1 AÑO	Contado
Validez de la oferta	20 DIAS	

ERICK GARCIA

Aceptado-Cliente

Fuente: Agrocomer

Figura 81.

Cotización de Resorte de compresión



Bühler Bandas y Mangueras S.A.
Cotización 91295

Km 2.5 Carretera Norte, frente a Planta Eléctrica ENEL.
J0310000107645 RUC
(+505) 2249-3616
info@buhlerindustrial.net

Cliente: UNIVERSIDAD DE INGENIERIA
Dirección:
Asesor Técnico: Cristhofer Vasquez
Cotizador: Cristhofer Vasquez

Fecha: 20/02/2024
RUC:
Oferta Válida Hasta: 20/03/2024
Atención:

#	Item No.	Descripción	UdM	Cant.	Precio	Total
1	RSRTNIVEL1	RESORTE ALAMBRE:6MM,DIAMETRO E:42MM,DIAMETRO I:30MM,LARGO:76MM, PASO 9MM	UND	1	COR 880	COR 880.00

*Dicha cotización se encuentra sujeta a Inventario

Sub Total COR 880.00

Condición de Pago: Contado

Total en Letras: Mil doce Córdobas

IVA COR 132.00

Total COR 1,012.00

BUHLER BANDAS Y MANGUERAS S.A. esta exento del 2% del IR



Fuente: Buhler Bandas y Mangueras

Figura 82.

Cotización de Electrodo

SILVA INTERNACIONAL, S.A.
TIENDA CANAL VENTA DIGITAL
KM 8 CARRETERA A MASAYA.

RUC: J031000001812
ASFC 01/0015/02/2019/4

Tienda: 45 Caja: 14
Fecha: 12/3/24 Hora: 4:44 PM
Ticket: 29177
Vendedor: 6759 (Manuel Ramirez)
Cajero: 6759

Nombre:
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RUC#: J013000006891
MANAGUA
MANAGUA

C O T I Z A C I O N
Q 0 0 4 5 0 1 4 0 0 3 5 9 1

Artículo				
%BU%	Cantidad			
%BU%	Precio C\$	Precio en \$	Importe C\$	Monto en \$
SOLDADURA ECA:7018AC-1/8				
129342175	15			
	103.47	2.83	1,552.05	42.38
NUMEROS-HTS:				
SOLDADURA LINCOLN:6011-1/8"				
100978305	5			
	138.80	3.79	694.00	18.95
NUMEROS-HTS:831110100000				
			Subtotal C\$	2,246.05
			Subtotal en \$	61.33
			Impuesto 15% C\$	336.91
			Total C\$	2,582.96
			Total en \$	70.53
			Tipo de cambio	36.62

FORMA DE PAGO

Gracias por visitar nuestra tienda Universidad.
¡Esperamos verte pronto!

Ver política de devolución al reverso. Conserve su
factura. Reclamos de pisos y azulejos quebrados
debe ser en un máximo de 15 días.

Los valores de la factura se muestran en Córdoba,
el valor equivalente en dólares de EEUU se obtiene
utilizando el tipo de cambio oficial del día de la
facturación. En caso de ser una factura de crédito
el pago deberá ser por el valor en dólares o su
equivalente en Córdoba según el tipo de cambio
del día del pago que realiza.

NOTA: No se aceptan cambios una vez aprobada la

Fuente: Sinsa

Figura 83.

Cotización de trituradora de mandíbulas PEC1525



Lista de Precio							
	Nombre	Modelo	Peso (kg)	Precio Unitario (USD)	QTY.	Precio Total (USD)	Descripción
1	Trituradora de Mandíbula móvil con motor diesel	PEC1525	920	4,620	1	4,620	Incluyendo mandíbula móvil, mandíbula fija, placa de articulación, eje excéntrico, rodamientos, sistema de ajustes, motor, sistema de transmisión, sistema de protección y estructura.
Precio EXW de fábrica						4,620	
Flete y Seguro						1,200	
Precio CIF en Puerto Corinto, Nicaragua						5,820	
Piezas de Desgaste (opcional)							
1	Mandíbula fija	PEC150*250	-	140	1	140	Total precio de repuestos: USD 544
2	Mandíbula móvil		-	162	1	162	
3	Placas laterales izquierda		-	75	1 juego	75	
4	Placas laterales derecha		-	75	1 juego	75	
5	Toggle plate		-	92	1	92	
<p>Atención:</p> <p>1.El voltaje estándar es de 380 V 50Hz, y podemos personalizarlo según los requisitos del cliente.</p> <p>2.Utilizamos acero Q235 (estándar inglés:4360-40B (C), y estándar estadounidense K02502), que son Bao Steel Company (la mejor y más grande empresa siderúrgica de China).</p> <p>3.Todos los equipos de motor con marca Siemens / marca china para la selección.</p> <p>4.Todos los componentes eléctricos y las piezas del gabinete de control son de la marca CHINT (la mejor marca en China).</p> <p>El lista de precio es válido hasta el 05 de Septiembre de 2023.</p>							

Fuente: Joyal Machiney CO.

XVI. Anexos II

**Planos de fabricación de piezas de la
trituradora de mandíbulas de excéntrica**

XVII. Bibliografía

- (s.f.). Obtenido de EcuRed:
<https://www.ecured.cu/Trituraci%C3%B3n#:~:text=En%20la%20t%C3%A9cnica%20de%20la%20construcci%C3%B3n%2C%20con%20cierta,en%20el%20caso%20de%20la%20fabricaci%C3%B3n%20del%20cemento.>
- 911 Metallurgist, R. D. (9 de Mayo de 2021). *Refinacion Del Oro-911 Metallurgist* . Obtenido de Refinacion Del Oro-911 Metallurgist :
<https://www.911metallurgist.com/metallurgia/refinacion-del-oro/>
- Alfonso Arias, J. L. (Octubre de 2019). *Servicio Geologico Colombiano*. Obtenido de <https://www2.sgc.gov.co/Publicaciones/Cientificas/NoSeriadadas/Documents/recursos-minerales-de-colombia-vol-2.pdf>
- Alisa Lamorú Urgellés. (2012). *Revista.ismm*. Obtenido de http://revista.ismm.edu.cu/index.php/revista_estudiantil/article/viewFile/760/367#:~:text=El%20C3%ADndice%20de%20Bond%20ha,Mosher%20%26%20Tague%2C%202001).
- Anglo Gold Ashanti. (7 de junio de 2015). *El Oro*. Bogota : Nomos. Obtenido de https://issuu.com/anglogoldashanticolombia2/docs/el_oro_pdf_final_baja
- Blanco, E. A. (s.f.). *Universidad de Cantabria*. Obtenido de https://ocw.unican.es/pluginfile.php/693/course/section/703/7._trituracion.pdf
- Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*. México: Mc Graw Hill.
- Calviño, C. (s.f.). *Monografias.com* . Obtenido de Monografias:
<https://www.monografias.com/trabajos69/trituracion-mineral/trituracion-mineral2>

Centro Humboldt, L. p. (17 de Diciembre de 2017). *La pequeña minería y minería artesanal en Nicaragua* . Obtenido de La pequeña minería y minería artesanal en Nicaragua : <https://humboldt.org.ni/la-pequena-mineria-y-mineria-artesanal-en-nicaragua/>

CROMTEK. (16 de Abril de 2021). *CROMTEK*. Obtenido de <https://www.cromtek.cl/2021/04/16/triturador-de-mandibula-asi-funciona-en-mineria-y-el-laboratorio/>

Darce, M. (1993). *Revista UCR*. Obtenido de <https://revistas.ucr.ac.cr/index.php/geologica/article/download/13232/12508/>

FIsmith Operation & Maintenance. (11 de Noviembre de 2020). *Docer Argentina*. Obtenido de <https://docer.com.ar/doc/vvexx0>

GDN INDUSTRIES. (s.f.). *GDN INDUSTRIES*. Obtenido de <https://www.gdn-industries.com/en/lombardini-engines/15ld400kd400-179/>

Geotem- Gravimetría. (6 de Octubre de 2022). Obtenido de Geotem- Gravimetría: [http://www.geotem.com.mx/potencial1.php#:~:text=El%20m%C3%A9todo%20gravim%C3%A9trico%20fue%20la,%20Fo%20excesos%20de%20densidad\).](http://www.geotem.com.mx/potencial1.php#:~:text=El%20m%C3%A9todo%20gravim%C3%A9trico%20fue%20la,%20Fo%20excesos%20de%20densidad).)

González, A. M. (4 de septiembre de 2023). *PROQUIMSA*. Obtenido de <https://proquimsa.co/que-es-el-grado-nlgi-de-una-grasa/>

INTERMEC S.A. (2013). *INTERMEC*. Obtenido de https://www.intermec.com.co/Pdf/Manual_poleas_en_V_Intermec.pdf

LEY N° 387, E. Y. (26 de Junio de 2001). *LEY ESPECIAL SOBRE EXPLORACIÓN Y EXPLOTACIÓN DE MINAS*. Obtenido de [http://legislacion.asamblea.gob.ni/Normaweb.nsf/\(\\$All\)/7327AE61D5AC25B4062570A100581176?OpenDocument](http://legislacion.asamblea.gob.ni/Normaweb.nsf/($All)/7327AE61D5AC25B4062570A100581176?OpenDocument)

López, g. (7 de Marzo de 2022). *Equipos Industriales HAB*. Obtenido de <https://equiposindustrialeshab.com/blogs/noticias/diferentes-tipos-de-varillas-de-soldadura-y-sus-usos#:~:text=La%207018%20es%20una%20de,soportar%20hasta%2070%20000%20p> si

Manuel Cortes, M. I. (2004). *Generalidades sobre metodología de la Investigación*. Mexico: Material Didáctico.

Ministerio Para la Trasiición Ecológica, P. S. (17 de Octubre de 2022). *Hg (Mercurio y compuestos) PRTR España*. Obtenido de Hg (Mercurio y compuestos) PRTR España: <https://prtr-es.es/Hg-Mercurio-y-compuestos,15608,11,2007.html>

Montajes soluciones ingeniería. (22 de Febrero de 2018). *Montajes soluciones ingeniería*. Obtenido de <https://www.ms-ingenieria.com.mx/?s=principios+de+soldadura>

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Pearson.

NTNcorporation. (2004). *Rodamientos de bolas y de rodillos*.

Organización Mundial de la Salud, R. p. (2017). *La minería aurífera artesanal o de pequeña escala y la salud*. Obtenido de La minería aurífera artesanal o de pequeña escala y la salud: <https://apps.who.int/iris/bitstream/handle/10665/259452/9789243510279-spa.pdf;sequence=1>

Pacheco, S. C. (2007). *Instituto Tecnológico de Soledad Atlántico*. Obtenido de <https://www.itsa.edu.co/docs/17-S-Consuegra-Modulo-Motores-Diesel.pdf>

Ros, A. (7 de Enero de 2017). *BAIXARDOC*. Obtenido de <https://baixardoc.com/preview/metalurgia-del-oro-au-antonio-ros-5cc36a6ef2ae2>

Salud, M. d. (2023). *Ministerio de Salud*. Obtenido de <https://mapasalud.minsa.gob.ni/mapa-de-padecimientos-de-salud-municipio-de-san-juan-de-limay-esteli/>

Sampieri, R. H. (2014). *Metodología de la investigación*. Mexico: Mc Graw Hill.

Sevilla, S. (7 de septiembre de 2016). *Repositorio Unan Managua*. Obtenido de <https://repositorio.unan.edu.ni/2877/>

Shubin, V. (1977). *Diseño de Maquinaria Industrial*. La Habana: Pueblo y Educación.

Trituración . (s.f.). Obtenido de EcuRed :
<https://www.ecured.cu/Trituraci%C3%B3n#:~:text=En%20la%20t%C3%A9cnica%20de%20la%20construcci%C3%B3n%2C%20con%20cierta,en%20el%20caso%20de%20la%20fabricaci%C3%B3n%20del%20cemento.>

Waganoff, N. P. (1956). *Trituración molienda y separación de minerales*. Buenos Aires: Alsina.