

DISEÑO DE UN SISTEMA DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA A
ELÉCTRICA A PARTIR DE DOS MAQUINAS DE GIMNASIO (ELÍPTICA Y
BICICLETA ESTÁTICA)

WILSON FERNANDO PEÑA ESPINOSA
OSCAR ANDRÉS NIETO MATIZ

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2016

DISEÑO DE UN SISTEMA DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA A
ELÉCTRICA A PARTIR DE DOS MAQUINAS DE GIMNASIO (ELÍPTICA Y
BICICLETA ESTÁTICA)

Wilson Fernando Peña Espinosa
Oscar Andrés Nieto Matiz

Proyecto integral de grado para optar al título de:
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2016

Nota de aceptación:

Presidente del jurado
Ing. Gabriel Bonilla

Jurado 1
Ing. Edwin Rivera

Jurado 2
Ing. Víctor R. Gonzales

Bogotá D. C. Julio de 2016

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente y Rector Del Claustro de la Universidad de América

Dr. Jaime Posada Diaz

Vicerector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García Peña

Vicerreтора Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

La responsabilidad de los conceptos emitidos en este escrito es del autor.

Dedicatoria

Wilson Fernando Peña Espinosa

Dedicatoria

Oscar Andrés Nieto Matiz

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan su agradecimiento a la Universidad de América y a los docentes por el conocimiento y valores brindados.

Especiales agradecimientos al Ingeniero Gabriel Bonilla y al Ingeniero Edwin Rivera, por el valor agregado como orientadores y guías de este trabajo. Además agradecemos a los Padres, Familiares, parejas y amigos por su constante apoyo durante el desarrollo de este proyecto y de la carrera.

CONTENIDO

| | pág. |
|--|------|
| INTRODUCCION | 22 |
| 1. TECNICA ACTUAL DE PRODUCCION DE ENERGIA ELECTRICA | 23 |
| 1.1 GENERALIDADES | 23 |
| 1.2 DESARROLLOS TECNOLÓGICOS | 24 |
| 1.3 DESCRIPCIÓN DE LA CONVERSIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA A ELÉCTRICA | 28 |
| 1.3.1 Acople directo | 30 |
| 1.3.2 Acople por rodillos | 31 |
| 1.3.3 Acople tipo llanta | 31 |
| 1.3.4 Frenado de patín | 32 |
| 1.3.5 Freno o sistemas de tapón | 33 |
| 1.3.6 Freno magnético | 33 |
| 2. ANALISIS CONCEPTUAL DEL PROCESO DE CONVERSION ENERGIA ELECTRICA | 34 |
| 2.1 SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA | 35 |
| 2.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA | 37 |
| 2.2.1 Transmisión por bandas, correas y poleas | 38 |
| 2.2.2 Transmisión por cadenas | 40 |
| 2.2.3 Caja multiplicadora | 41 |
| 2.2.4 Mecanismo de transmisión de velocidad variable | 42 |
| 2.2.5 Sistema de cambios | 44 |
| 2.3 SISTEMA DE GENERACIÓN | 44 |
| 2.3.1 Funcionamiento de un generador | 44 |
| 2.3.2 Tipos de generadores | 46 |
| 2.4 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN Y CONTROL | 49 |
| 2.4.1 Batería | 50 |
| 2.4.2 Regulador de carga | 52 |
| 3. PARÁMETROS BÁSICOS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES | 54 |
| 3.1 PRIMERA ETAPA. SISTEMA DE PRODUCCIÓN MECÁNICA | 54 |
| 3.1.1 Factor humano | 55 |
| 3.1.2 Factor de diseño | 56 |
| 3.1.3 Costos | 57 |
| 3.2 SEGUNDA ETAPA. SISTEMA DE CONTROL MECÁNICO | 57 |
| 3.3 TERCERA ETAPA: SISTEMA DE CONVERSIÓN MECÁNICA – ELÉCTRICA | 58 |
| 3.3.1 Rango de potencia mecánica | 58 |
| 3.3.2 Control de la energía eléctrica | 58 |
| 3.3.3 Tipo de señal eléctrica | 59 |

| | |
|--|-----|
| 4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS | 60 |
| 4.1 SISTEMA DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS | 60 |
| 4.2 ALTERNATIVAS PARA LOS NIVELES DE ESFUERZO | 60 |
| 4.2.1 Primera alternativa para el cambio de niveles de esfuerzo | 60 |
| 4.2.2 Segunda alternativa para el cambio de niveles de esfuerzo | 62 |
| 4.2.3 Tercera alternativa para el cambio de niveles de esfuerzo | 63 |
| 4.2.4 Selección de alternativa para los niveles de esfuerzo | 64 |
| 4.3 ALTERNATIVAS ACOPLA MAQUINA AL SISTEMA DE NIVELES | 67 |
| 4.3.1 Primera alternativa acople maquina al sistema de niveles | 67 |
| 4.3.2 Segunda alternativa acople maquina al sistema de niveles | 68 |
| 4.3.3 Tercera alternativa acople maquina al sistema de niveles | 69 |
| 4.3.4 Selección de alternativa acople maquina al sistema de niveles | 69 |
| 4.4 ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD | 71 |
| 4.4.1 Primera alternativa para el sistema multiplicador de velocidad | 72 |
| 4.4.2 Segunda alternativa para el sistema multiplicador de velocidad | 72 |
| 4.4.3 Tercera alternativa para el sistema multiplicador de velocidad | 73 |
| 4.4.4 Selección de alternativa para el sistema multiplicador de velocidad | 74 |
| 4.5 ALTERNATIVAS SELECCIÓN TIPO DE GENERADOR | 77 |
| 4.5.1 Primera alternativa tipo de generador | 77 |
| 4.5.2 Segunda alternativa tipo de generador | 78 |
| 4.5.4 Selección de alternativa tipo de generador | 78 |
| 4.6 CONJUNTO DE ALTERNATIVAS SELECCIONADAS PARA EL DISEÑO | 81 |
| 5. DISEÑO DETALLADO Y SELECCIÓN DE MECANISMOS | 84 |
| 5.1 RECOLECCIÓN DE DATOS | 84 |
| 5.1.1 Metodología de toma de datos | 84 |
| 5.1.2 Análisis de datos recolectados | 87 |
| 5.2 DISEÑO GEOMÉTRICO, MECÁNICO Y SELECCIÓN DEL MECANISMO DE CAMBIOS | 98 |
| 5.2.1 Diseño geométrico y mecánico del mecanismo de epicicloidales | 98 |
| 5.2.2 Diseño geométrico y mecánico del mecanismo accionador | 125 |
| 5.3 DISEÑO GEOMÉTRICO, MECÁNICO Y SELECCIÓN DEL MECANISMO MULTIPLICADOR | 147 |
| 5.3.1 Diseño geométrico, mecánico y selección del mecanismo piñon cadena | 148 |
| 5.3.2 Diseño geométrico y mecánico de los engranajes de multiplicación | 154 |
| 5.4 DISEÑO GEOMÉTRICO Y MECÁNICO DEL MECANISMO DE CONSERVACIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA | 158 |
| 5.5 SELECCIÓN DEL GENERADOR, REGULADOR, INVERSOR Y BATERÍA | 164 |

| | |
|--|-----|
| 5.5.1 Selección del generador | 164 |
| 5.5.2 Selección del regulador | 166 |
| 5.5.3 Selección de las baterías | 166 |
| 5.5.4 Selección del inversor | 167 |
| 5.6 DISEÑO DE EJES, CUÑAS Y ACOPLES | 169 |
| 5.6.1 Eje solido central | 173 |
| 5.6.2 Ejes huecos entre módulos | 185 |
| 5.6.3 Eje solido piñón-cadena y engranajes multiplicadores | 188 |
| 5.6.4 Eje solido volante de inercia | 192 |
| | |
| 6. ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS | 200 |
| 6.1 CARCASA MECANISMO DE CAMBIOS | 200 |
| 6.2 EJE DE MECANISMO DE CAMBIOS | 204 |
| 6.3 MARCO DE BICICLETA ESTÁTICA Y ELÍPTICA | 205 |
| | |
| 7. MANUALES DEL SISTEMA | 209 |
| 7.1 MANUAL DE OPERACIÓN | 209 |
| 7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO | 210 |
| 7.3 MANUAL DE ENSAMBLE. | 213 |
| 7.3.1 Ensamble sistema de cambios | 213 |
| 7.3.2 Ensamble del conjunto de palancas | 215 |
| 7.3.3 Ensamble sistema de multiplicación | 216 |
| 7.3.4 Ensamble sistema de generación | 217 |
| | |
| 8. EVALUACION DE IMPACTO AMBIENTAL Y FINANCIERA | 219 |
| | |
| 9. ANALISIS FINANCIERO | 221 |
| | |
| 10. CONCLUSIONES | 225 |
| | |
| 11. RECOMENDACIONES | 226 |
| | |
| BIBLIOGRAFIA | 227 |
| | |
| ANEXOS | 229 |

LISTA DE IMÁGENES

| | pág. |
|--|------|
| Imagen 1. Gimnasios al aire libre | 25 |
| Imagen 2. Conexiones USB | 25 |
| Imagen 3. Sistema de producción | 26 |
| Imagen 4. Indicadores de tablero | 26 |
| Imagen 5. Sistema de producción eléctrica. | 26 |
| Imagen 6. Acople para bicicletas | 27 |
| Imagen 7. Pedales para la generación eléctrica | 27 |
| Imagen 8. Bicicletas usadas como generadores de energía para concierto y eventos artísticos. | 28 |
| Imagen 9. Partes de una bicicleta estática. | 29 |
| Imagen 10. Partes de una bicicleta elíptica. | 29 |
| Imagen 11. Bicicletas adaptadas con acople directo | 30 |
| Imagen 12. Acople a un sistema de rodillos | 31 |
| Imagen 13. Disco para bicicleta generadora | 31 |
| Imagen 14. Bicicleta con la adaptación del disco | 32 |
| Imagen 15. Freno tipo patín | 32 |
| Imagen 16. Freno tipo tapón | 33 |
| Imagen 17. Freno magnético | 33 |
| Imagen 18. Etapas de pedaleo | 35 |
| Imagen 19. Fuerza aplicadas en una bicicleta elíptica | 36 |
| Imagen 20. Etapas del movimiento de la manivela en la bicicleta elíptica | 37 |
| Imagen 21. Tipo de correas | 39 |
| Imagen 22. Tipo de cadenas de transmisión | 40 |
| Imagen 23. Configuraciones cajas | 42 |
| Imagen 24. Variador de Velocidad. | 43 |
| Imagen 25. Elementos de un variador de Velocidad | 43 |
| Imagen 26. Tipo de cambios | 44 |
| Imagen 27. Partes de un generador-motor | 45 |
| Imagen 28. Colector de rotación | 46 |
| Imagen 29. Funcionamiento colector de delgas | 48 |
| Imagen 30. Generador de corriente continua imanes | 49 |
| Imagen 31. Esquema de sistema fotovoltaico con regulador de carga | 53 |
| Imagen 32. Conjunto piñón-cadena utilizado en bicicletas. | 61 |
| Imagen 33. Modo de acople del plato y el piñón. | 62 |
| Imagen 34. Esquema de sistema de volantes de inercia. | 63 |
| Imagen 35. Esquema de distribución del sistema de ruedas de inercia y embragues | 63 |
| Imagen 36. Mecanismo de engranajes epicicloidales o planetarios | 64 |
| Imagen 37. Primera alternativa acople maquina al sistemas de niveles | 68 |
| Imagen 38. Segunda alternativa acople maquina al sistemas de niveles | 68 |
| Imagen 39. Tercera alternativa acople maquina al sistemas de niveles | 69 |

| | |
|---|-----|
| Imagen 40. Mecanismo de rodillos | 72 |
| Imagen 41. Caja multiplicador de engranajes | 73 |
| Imagen 42. Transmisión continuamente variable | 74 |
| Imagen 43. Distribución típica de los imanes | 77 |
| Imagen 44. Relación entre devanados del generador | 78 |
| Imagen 45. Esquema del diseño seleccionado | 83 |
| Imagen 46. Toma de medidas | 84 |
| Imagen 47. Perfil y geometría volante de inercia | 90 |
| Imagen 48. Partes del engranaje | 99 |
| Imagen 49. Configuración de satélites y corona compartida | 101 |
| Imagen 50. Pieza 3d módulo epicicloidal | 120 |
| Imagen 51. Pieza 3d portasatelites | 121 |
| Imagen 52. Pieza 3d tercer módulo de | 122 |
| Imagen 53. Distribución de | 126 |
| Imagen 54. Forro de fricción con agujeros | 130 |
| Imagen 55. Vista trasera y delantera de la placa base del embrague | 131 |
| Imagen 56. Elemento de base con jaula para | 132 |
| Imagen 57. Eje guía y cada de alojamiento para el resorte | 133 |
| Imagen 58. Embrague ensamblado | 134 |
| Imagen 59. Diagrama de cuerpo libre del freno | 134 |
| Imagen 60. Pastillas del freno | 136 |
| Imagen 61. Soporte de zapata freno | 136 |
| Imagen 62. Zapatas del freno | 137 |
| Imagen 63. Palanca del freno | 137 |
| Imagen 64 Cilindro de accionamiento del freno | 138 |
| Imagen 65. Ensamble del freno | 139 |
| Imagen 66. Carcasa del mecanismo de cambios | 139 |
| Imagen 67. Palanca de acción | 140 |
| Imagen 68. Soporte de acción de palancas | 140 |
| Imagen 69. Montaje de las barra guías sobre el soporte de acción | 141 |
| Imagen 70. Eje de guía de la palanca | 141 |
| Imagen 71. Apoyo de la palanca | 142 |
| Imagen 72. Palanca de accionamiento | 143 |
| Imagen 73. Diagrama de funcionamiento | 144 |
| Imagen 74. Ranuras de guía sobre la carcasa del mecanismo de palancas | 145 |
| Imagen 75. Partes de carcasa palanca | 146 |
| Imagen 76. Paquete de cables, fundas y topes shimano | 146 |
| Imagen 77. Suspensor para cables de embrague | 147 |
| Imagen 78. Distribución de mecanismo piñón-cadena | 149 |
| Imagen 79. Modelo 3d mecanismo piñon cadena | 152 |
| Imagen 80. Tipos de paso y su relación tamaño- número de dientes | 155 |
| Imagen 81. Modelo 3d engranajes | 157 |
| Imagen 82. Perfil del volante de inercia. | 159 |
| Imagen 83. Rueda libre rodillos | 162 |
| Imagen 84. Rueda libre de rodillos con acople por brida y chaveta | 162 |

| | |
|--|-----|
| Imagen 85. Montaje del volante de | 163 |
| Imagen 86. Generador BLDC motor 500w | 165 |
| Imagen 87. Configuración del banco de baterías | 167 |
| Imagen 88. Inversor TH750 | 167 |
| Imagen 89. Distribución y medidas del mecanismo de cambios. | 172 |
| Imagen 90. Distancias entre elementos del eje sólido. | 173 |
| Imagen 91. Diagrama de cuerpo libre 3d | 174 |
| Imagen 92. Diagramas de cuerpo libre plano Y y X, primer caso, eje sólido. | 174 |
| Imagen 93. Diagramas de fuerza cortante, eje sólido, primer caso. | 176 |
| Imagen 94. Diagramas momento flexionante, eje sólido, primer caso | 176 |
| Imagen 95. Diagrama de cuerpo libre, eje solido, segundo caso | 177 |
| Imagen 96. Diagrama de fuerzas cortantes, eje sólido, segundo caso. | 178 |
| Imagen 97. Diagrama de momentos flexionantes, eje sólido, segundo caso | 179 |
| Imagen 98. Diagrama de cuerpo libre, eje sólido, tercer caso | 181 |
| Imagen 99. Diagrama de fuerza cortante, eje sólido, tercer caso | 181 |
| Imagen 100. Diagrama de momento flexionante, eje sólido, tercer caso | 182 |
| Imagen 101. Eje central 3d | 183 |
| Imagen 102. Dimensiones de la cuña | 185 |
| Imagen 103. Eje y engrane con cuña y cuñero | 185 |
| Imagen 104. Distribución ejes Huecos | 186 |
| Imagen 105. Eje hueco mecanismo de cambios | 188 |
| Imagen 106. Distribución de eje solido entre piñón conducido y rueda mayor | 188 |
| Imagen 107. Diagrama de cuerpo libre plano X y Y | 189 |
| Imagen 108. Diagrama de fuerza cortante, eje solido entre catarina conducida y rueda mayor | 190 |
| Imagen 109. Momento flexionante, eje solido entre catarina conducida y rueda mayor | 190 |
| Imagen 110. Distribución eje solido entre rueda menor y volante | 193 |
| Imagen 111. Diagrama de cuerpo libre 3d, eje de volante | 194 |
| Imagen 112. Sumatoria de fuerza en los planos Y y X, eje del volante | 194 |
| Imagen 113. Diagramas de fuerzas cortantes, planos X y Y, eje de volante | 196 |
| Imagen 114. Diagramas de momento flexionante, planos X y Y, eje de volante | 196 |
| Imagen 115. Eje de volante de inercia en 3d | 197 |
| Imagen 116. Eje entre el volante y el generador | 198 |
| Imagen 117. Acople de mordaza y generador | 199 |
| Imagen 118. Cargas y apoyos carcas | 202 |
| Imagen 119. Desplazamiento por peso carcasa | 203 |
| Imagen 120. Esfuerzo por peso carcasa | 203 |
| Imagen 121. Cargas y soportes eje central mecanismo de cambios | 204 |
| Imagen 122. Desplazamiento por peso eje central mecanismo de cambios | 205 |
| Imagen 123. Esfuerzo por peso eje central mecanismo de cambios | 205 |
| Imagen 124. Cargas soportadas por marco | 206 |
| Imagen 125. Desplazamiento por peso de la bicicleta estática. | 206 |
| Imagen 126. Esfuerzo por peso de la bicicleta estática. | 207 |
| Imagen 127. Cargas soportadas por el marco | 207 |

| | |
|---|-----|
| Imagen 128. Desplazamiento por peso elíptica. | 208 |
| Imagen 129. Esfuerzo por peso en la elíptica. | 208 |
| Imagen 130. Posición de palancas | 210 |
| Imagen 131. Ensamble de modulo con embrague. | 213 |
| Imagen 132. Ensamble del mecanismo | 214 |
| Imagen 133. Ensamble mecanismo de | 214 |
| Imagen 134. Ensamble apoyo | 215 |
| Imagen 135. Ensamble mecanismo de | 217 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|--|------|
| Tabla 1. Tipos de batería y sus características eléctricas. | 51 |
| Tabla 2. Selección cuantitativa de alternativas para niveles de esfuerzo | 67 |
| Tabla 3. Selección cuantitativa de alternativas acople maquina al sistemas de niveles | 71 |
| Tabla 4. Selección cuantitativa de alternativa para sistema de multiplicación de velocidad | 76 |
| Tabla 5. Selección cuantitativa alternativa tipo generador | 80 |
| Tabla 6. Tabulación de datos | 85 |
| Tabla 7. Dimensiones de bicicleta | 87 |
| Tabla 8. Velocidades angulares pedales | 87 |
| Tabla 9. Parámetros mecánicos del promedio de velocidades | 91 |
| Tabla 10. Parámetros mínimos de trabajo | 94 |
| Tabla 11. Parámetros máximos de trabajo | 96 |
| Tabla 12. Resultados del análisis de datos recolectados | 98 |
| Tabla 13. Parámetros de radio y volumen según la longitud y la inercia | 103 |
| Tabla 14. Tabulación de datos de epicicloidales de KHK | 105 |
| Tabla 15. Inercia de elementos de los epicicloidales | 106 |
| Tabla 16. Factor de sobrecarga | 108 |
| Tabla 17. Factor de tamaño | 109 |
| Tabla 18. Numero de calidad de engranes | 112 |
| Tabla 19. Esfuerzo flexionante y factores de corrección para los epicicloidales | 112 |
| Tabla 20. Factor de confiabilidad | 114 |
| Tabla 21. Esfuerzo de cortante flexionante en los dientes | 114 |
| Tabla 22. Módulo de elasticidad para diferentes materiales | 115 |
| Tabla 23. Tabulación del esfuerzo por contacto para los epicicloidales | 116 |
| Tabla 24. Tabulación de resultados esfuerzo de contacto | 118 |
| Tabla 25. Dimensiones geometricas para los elementos del engranaje epicicloidal | 120 |
| Tabla 26. Valores de las variables mecánicas primer cambio | 123 |
| Tabla 27. Valores de la variables mecánicas segundo cambio | 123 |
| Tabla 28. Valor de las variables mecánicas tercer cambio | 123 |
| Tabla 29. Valor de las variables mecánicas cuarto cambio | 124 |
| Tabla 30. Propiedades de forros comunes utilizados en frenos y embragues | 128 |
| Tabla 31. Variables mecánicas mecanismo piñón cadena | 152 |
| Tabla 32. Interferencia engranajes | 154 |
| Tabla 33. Equivalencia en modulo del paso diametral | 155 |
| Tabla 34. Dimensiones geométricas mecanismo de engranajes multiplicadores | 156 |
| Tabla 35. Variables mecánicas mecanismo engranajes multiplicadores | 157 |
| Tabla 36. Parámetros para calcular la inercia del volante de inercia | 160 |
| Tabla 37. Energía cinética del volante de inercia | 160 |

| | |
|---|-----|
| Tabla 38. Caracterización de generadores seleccionados | 164 |
| Tabla 39. Matriz para la selección del generador | 165 |
| Tabla 40. Caracterización de las baterías seleccionadas | 166 |
| Tabla 41. Matriz para la selección de batería | 166 |
| Tabla 42. Factor de confiabilidad | 170 |
| Tabla 43. Factor de tamaño | 170 |
| Tabla 44 . Parámetros para el diseño de ejes | 172 |
| Tabla 45. Parámetros del eje central sólido primer caso | 174 |
| Tabla 46. Resultados de reacciones eje sólido, primer caso | 175 |
| Tabla 47. Cálculos de fuerzas cortantes y momentos flexionantes, eje | 176 |
| Tabla 48. Momento flexionante absoluto y diámetro mínimo, | 177 |
| Tabla 49. Parámetros del eje solido segundo caso. | 177 |
| Tabla 50. Resultado de reacciones, eje sólido, segundo caso | 178 |
| Tabla 51. Calculas de diagrama de fuerza cortante y momento flexionante | 179 |
| Tabla 52. Catos de momento flexionante y diámetro mínimo, eje sólido, | 179 |
| Tabla 53. Parámetros del eje solido tercer caso | 180 |
| Tabla 54. Resultados de las reacciones en los apoyos. | 181 |
| Tabla 55. Cálculos para los diagrama de fuerza cortante y momento | 182 |
| Tabla 56. Diámetro mínimo, eje sólido, tercer caso. | 182 |
| Tabla 57. Tamaño de cuña según el diámetro del eje | 184 |
| Tabla 58. Valores de dimensiones geometricas cuña | 185 |
| Tabla 59. Parámetros de los ejes huecos | 186 |
| Tabla 60. Parámetros eje solido entre piñón conducido y rueda mayor | 189 |
| Tabla 61. Valores de las reacciones en los apoyos, eje solido entre catarina conducida y rueda mayor | 190 |
| Tabla 62. Valores de los diagrama de fuerza cortante y momento | 191 |
| Tabla 63. Valores de momento flexionante absoluto y diámetro mínimo | 191 |
| Tabla 64. Parámetros del eje del volante | 193 |
| Tabla 65. Sumatorias de fuerzas y momentos | 195 |
| Tabla 66. Esfuerzos cortantes y momentos flexionantes | 195 |
| Tabla 67. Momentos flexionante y diametro eje volante de inercia | 196 |
| Tabla 68. Dimensiones de la cuña para la rueda libre | 198 |
| Tabla 69. Peso de elementos de mecanismo de cambios | 201 |
| Tabla 70. Costos | 222 |
| Tabla 71. Costos de ingeniería, ensamble y mantenimiento | 224 |
| Tabla 72. Total de costos de inversión | 224 |

LISTA DE GRAFICAS

| | pág. |
|--|------|
| Grafica 1. Flujo de energía por los diferentes sistemas de la máquina. | 34 |
| Grafica 2. Potencia mecánica desarrollada por participantes | 93 |
| Grafica 3. Radio externo dependiendo de la longitud y la inercia | 104 |
| Grafica 4. Factor de geometría, ángulos de contacto 20° | 108 |
| Grafica 5. Factor de proporción del piñón | 109 |
| Grafica 6. Factor de alineación de engranado | 110 |
| Grafica 7. Factor de espesor de orilla | 110 |
| Grafica 8. Factor dinámico | 111 |
| Grafica 9. Esfuerzo por ciclos de carga | 113 |
| Grafica 10. Factor de geometría para esfuerzo por picadura | 116 |
| Grafica 11. Factor por ciclos de esfuerzo por contacto | 117 |
| Grafica 12. Factor por relación de durezas | 118 |
| Grafica 13. Potencia mecánica vs eficiencia transmisión por cadena | 153 |
| Grafica 14. Resultados de velocidad angular de participantes | 161 |
| Grafica 15. Velocidad angular corregida con la rueda inercia | 163 |
| Grafica 16. Resistencia a la fatiga en funcion de la resistencia a la tension y la condicion de superficie | 170 |

LISTA DE CUADROS

| | pág. |
|---|------|
| Cuadro 1. Selección cualitativa de alternativas para niveles de esfuerzo | 65 |
| Cuadro 2. Selección cualitativa de alternativas acople maquina al sistemas de niveles | 70 |
| Cuadro 3. Selección cuantitativa de alternativa para sistema de multiplicación de velocidad | 75 |
| Cuadro 4. Selección cualitativa alternativa tipo generador | 79 |
| Cuadro 5. Programa de mantenimiento | 211 |
| Cuadro 6. Factores de análisis del impacto ambiental | 219 |

LISTA DE ECUACIONES

| | pág. |
|---|------|
| Ecuación 1. Carga de batería | 51 |
| Ecuación 2. Energía de batería | 51 |
| Ecuación 3. Relación de transmisión por piñón cadena | 87 |
| Ecuación 4. Inercia de una disco hueco. | 89 |
| Ecuación 5. Torque por inercia | 91 |
| Ecuación 6. Fuerza tangencial | 91 |
| Ecuación 7. Potencia mecánica | 91 |
| Ecuación 8. Aceleración instantánea | 94 |
| Ecuación 9. Velocidad instantánea | 94 |
| Ecuación 10. Ecuación de willis | 99 |
| Ecuación 11. Relación de corona estática | 99 |
| Ecuación 12. Ecuación de Willis modificada | 99 |
| Ecuación 13. Despeje de ecuación de willis | 100 |
| Ecuación 14. Ecuación para epicicloidal sin relación | 100 |
| Ecuación 15. Radio externo | 102 |
| Ecuación 16. Esfuerzo flexionante en el diente | 106 |
| Ecuación 17. Paso diametral | 107 |
| Ecuación 18. Factor de distribución de carga | 109 |
| Ecuación 19. Relación de respaldo | 111 |
| Ecuación 20. Profundidad total del diente | 111 |
| Ecuación 21. Espesor de orilla | 111 |
| Ecuación 22. Esfuerzo flexionante admisible | 113 |
| Ecuación 23. Numero de ciclos de carga | 113 |
| Ecuación 24. Esfuerzo por contacto del diente | 115 |
| Ecuación 25 Esfuerzo de contacto admisible del material | 117 |
| Ecuación 26. Potencia mecánica por perdida de potencia | 124 |
| Ecuación 27. Torque para desgaste uniforme. | 127 |
| Ecuación 28. Torque en base a la presión máxima | 127 |
| Ecuación 29. Relación de radio interno y externo | 127 |
| Ecuación 30. Despeje de radio externo | 128 |
| Ecuación 31. Torque de trabajo freno de zapata corta | 135 |
| Ecuación 32. Fuerza aplicada freno de zapata corta | 135 |
| Ecuación 33. Relación de velocidad piñón cadena | 149 |
| Ecuación 34. Diámetro de paso catarina | 149 |
| Ecuación 35. Longitud de cadena | 150 |
| Ecuación 36. Distancia entre centros | 150 |
| Ecuación 37. Angulo de contacto catarina pequeña | 151 |
| Ecuación 38. Angulo de contacto catarina grande | 151 |
| Ecuación 39. Potencia mecánica mediante la eficiencia | 154 |
| Ecuación 40. Relación de transmisión engranajes | 155 |
| Ecuación 41. Energía cinética rotacional | 159 |

| | |
|--|-----|
| Ecuación 42 Inercia rotacional | 159 |
| Ecuación 43. Potencia eléctrica | 166 |
| Ecuación 44. Momento flexionante absoluto | 173 |
| Ecuación 45. Diámetro por medio de análisis de esfuerzos combinados | 173 |
| Ecuación 46. Sumatoria de fuerzas y momentos plano y, eje sólido, primer caso | 175 |
| Ecuación 47. Sumatoria de fuerzas y momentos plano x, eje sólido, primer caso | 175 |
| Ecuación 48. Sumatoria de fuerzas y momento eje y, eje sólido, segundo caso | 178 |
| Ecuación 49. Sumatoria de fuerzas y momentos, eje sólido, segundo caso. | 178 |
| Ecuación 50. Sumatoria de fuerzas y momento eje y, eje sólido, tercer caso | 181 |
| Ecuación 51. Dimensiones para una cuña | 184 |
| Ecuación 52. Esfuerzo cortante torsional maximo | 186 |
| Ecuación 53 Esfuerzo cortante torsional admisible | 187 |
| Ecuación 54. Esfuerzo cortante torsional máximo simplificado | 187 |
| Ecuación 55. módulo de sección polar disco hueco | 187 |
| Ecuación 56. Sumatoria de fuerzas y momentos, plano Y, eje solido piñon/cadena | 189 |
| Ecuación 57. Sumatoria de fuerzas y momento, plano X, eje solido piñon cadena | 189 |
| Ecuación 58. Sumatoria de fuerzas y momentos, plano Y, eje solido volante | 194 |
| Ecuación 59. Sumatoria de fuerzas y momentos, plano X, eje solido volante | 194 |
| Ecuación 60. Peso de un cuerpo | 200 |

RESUMEN

Las bicicletas estática y elíptica son un medio eficaz de acondicionamiento físico, pero se pueden utilizar para generar energía eléctrica, por medio de su movimiento de manivela con el cual se desarrolla el ejercicio en cada máquina. Ya que una persona puede aportar una cantidad considerable de potencia mecánica cuando realiza cualquier tipo de ejercicio, debido a la ingesta de alimentos, que aporta energía para que el cuerpo pueda realizar sus funciones normales y una cantidad de alrededor de 4000 Kcal para desarrollar cualquier tipo de ejercicio, el ser humano se convierte en un recurso valioso para que, mediante un generador se pueda aprovechar esta energía mecánica para producir energía eléctrica

Ya que este modo de generar energía eléctrica ya ha sido aplicado, el objetivo de este proyecto es optimizar el proceso y algunos elementos, como el freno utilizado habitualmente en las máquinas, el cual consume parte de la energía utilizada por el usuario, y que se cambia por un sistema de volantes de inercia los cuales van a crear la resistencia por medio de su masa y no por la fricción de un freno, dejando a un lado las pérdidas por fricción. También el volante conectado a máquinas como la bicicleta se va a utilizar como un medio de conservación de la energía, para que la energía entregada a un generador sea más alta y con una mayor estabilidad, para que las cargas obtengan una buena calidad de energía.

Así la máquina será totalmente mecánica, compuesta por un sistema de cambios mediante la utilización de trenes de engranes epicicloidales, embragues y frenos. Además posee un sistema de multiplicación que lleva la velocidad de entrada a un valor más alto y se la entrega al volante de inercia, compuesto por una rueda de inercia que le permite tener un giro independiente cuando sus revoluciones de giro son más altas que las de entrada al volante, esto con el fin de que la velocidad a la entrada del generador no tenga picos de caída debido a la inestabilidad del trabajo realizado por los usuarios. Para el acondicionamiento de la energía eléctrica se utilizaron baterías, un regulador y un inversor. Así, se alcanza a producir una potencia mecánica máxima de alrededor de 400 watts.

PALABRAS CLAVES: Máquinas de gimnasio, energía eléctrica, energías alternativas, bicicleta estática, elíptica, diseño.

INTRODUCCION

Las energías alternativas se han desarrollado a una alta velocidad en los últimos años, a causa de la creciente necesidad de la humanidad por detener el consumo excesivo de materia prima como carbón o petróleo, entendiendo las consecuencias que estas formas de producción pueden llegar a generar, sobre el equilibrio natural del cual todos hacen parte.

La estrategia de crecimiento ha sido la utilización de cualquier recurso de energía posible en el ambiente, por eso fuentes tan valiosas como el Sol y el viento han sido explotadas para generarlo. Así se ha ido conjugando una gran idea ambientalista, con el objetivo de cambiar la dependencia a las energías no renovables, que consumen poco a poco los ecosistemas naturales y hacen corta nuestra estancia en este mundo.

La idea de este proyecto es utilizar la fuente de energía más evidente del ser humano, sus músculos, por medio de máquinas de gimnasio que tengan la capacidad de transformar el trabajo realizado por los músculos en energía eléctrica. Esto realizado por medio de un movimiento circular en bicicletas estáticas, elípticas y otras.

Muchos parques de gimnasios públicos en diferentes países o gimnasios privados, utilizan maquinas con este tipo de sistemas, ya que debido a la concurrencia en su uso, pueden llegar a ser una entrada significativa de dinero a causa al ahorro de energía. Así, se realizara este proyecto para diseñar un mecanismo capaz de producir energía eléctrica por medio del movimiento de una persona, con el objetivo de que la energía producida tenga una mayor capacidad y una mejor estabilidad, y su conjugación con otros tipos de energías renovables puedan generar una mayor competencia y beneficios a, al ser humano y a la naturaleza.

Los objetivos específicos del proyecto son evaluar la técnica actual que se utiliza para hacer esta conversión en máquinas de gimnasio, analizar los sistemas mecánicos y su funcionamiento de cada máquinas, obtener datos funcionales reales de cada máquina en condiciones normales de trabajo, establecer el diseño funcional y los parámetros de funcionalidad del sistema de transmisión para cada máquina, establecer la alternativa de diseño del sistema de transmisión y control, diseñar el sistema de control para el sistema de transmisión, diseñar el sistema transmisión para cada máquina, elaborar los planos de fabricación para cada máquina, realizar la simulación de cada máquina y elaborar el análisis financiero del proyecto.

1. TECNICA ACTUAL DE PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELECTRICA

Por medio del desarrollo del siguiente capítulo, se observa cómo se realiza actualmente la producción de energía eléctrica por medio de máquinas de gimnasio, para entender e ir profundizando en el diseño de un método eficiente de aprovechamiento de la energía cinética desperdiciada. Así, se expondrá esto desde una vista a una problemática ambiental, para finalizar con una breve caracterización de las dos máquinas que se van a utilizar, la bicicleta estática y la elíptica.

1.1 GENERALIDADES

En la actualidad, se ve como el medio ambiente se deteriora, a un ritmo muy acelerado y por más de cien años, en los cuales se ha basado las fuentes de producción de energía, ya sea eléctrica, mecánica, calorífica o de otra clase, en materia de fuente no renovable, las cuales además de tener una sobrexplotación y una capacidad limitada, deterioran el medio ambiente por su alta concentración de contaminantes. Esta materia, como el carbón, el petróleo y el agua son utilizados, ya sea debido a su alto poder calorífico y eficiencia, como en el petróleo o en el carbón, o por su fácil utilización a gran escala, en el caso del agua (energía hidráulica aplicada a gran escala); por eso una cantidad considerable de ésta se encuentra en función de la producción de energía eléctrica, que es pieza fundamental en el desarrollo de las actividades industriales y domésticas, diarias y normales del ser humano.

El cambio climático que ha sufrido la Tierra en la última década, debido al aumento de nuestros medios de producción y consumo, es causa directamente proporcional al aumento de población, y ha generado indignación en todo el mundo, pero al mismo tiempo una inspiración para realizar cambios rotundos en la manera de obtener y producir energía eléctrica. Así, las energías alternativas como la eólica, solar-fotovoltaica, geotérmica, mareomotriz, entre otras, se han convertido en una fuente rica de investigación y conocimiento en la cual se ha profundizado y se debe profundizar de otras formas para transformar el espíritu depredador que nos ha caracterizado en el pasado. El aprovechamiento de la energía en todas sus formas debe ser absoluto y el estandarte de las grandes escuelas de ciencia e investigación en la actualidad. Además necesitamos medios alternativos para producir energía que disminuyan los impactos al medio ambiente y a la sociedad.

Teniendo en cuenta lo anterior, una fuente rica de energía desperdiciada y que por años se ha utilizado para realizar diferentes actividades y no para la producción de energía eléctrica, es la del ser humano, el cual adquiere energía o calorías de los alimentos haciendo de él una potencial “maquina” llena de energía útil para

procesos de producción energética. Por ejemplo en los gimnasios o centros deportivos, donde la gente va a ejercitarse para mantenerse saludable, tonificar el cuerpo o practicar y fortalecerse para una competencia, se desperdicia gran cantidad de esta energía, la cual se convierte en calor ya sea por fricción en la maquinas o por el simple acondicionamiento de los músculos, o en algunos casos es utilizada para hacer funcionar el panel de control de las máquinas como la bicicleta estática o la elíptica, pero que no representa un aprovechamiento eficiente de la cantidad de energía útil.

Maquinas como la bicicleta estática o la elíptica, que son de fácil entendimiento mecánico, se convierten en una alternativa eficiente para la producción de energía, puesto que su funcionamiento se basa en el impulso de un par de pedales conectados a una manivela, en el caso de la bicicleta estática, o de un par de apoyo de pies sostenidos sobre una barra rígida horizontal, en el caso de la bicicleta estática, para hacer girar un volante en el cual, por medio de un mecanismo de frenado, se controla la velocidad de giro del mecanismo conectado a éste, para aumentar o disminuir el esfuerzo que realiza la persona que utiliza la máquina, más adelante se profundiza en esto.

1.2 DESARROLLOS TECNOLÓGICOS

Las bicicletas estáticas y elípticas forman parte de la maquinaria utilizada en casa y en gimnasios para realizar ejercicios cardiovasculares, los cuales hacen parte de la rutina diaria de entrenamiento de muchas personas, ya que fortalece y tonifica músculos como los muslos, piernas, brazos y abdomen, ayuda al mejoramiento del sistema cardiovascular y digestivo, y además reduce los niveles de estrés. Por estos motivos podemos encontrarlas en bastantes lugares y con frecuencia son las maquinas predominantes en los sitios de entrenamiento.

Teniendo en cuenta lo anterior, existen empresas como The great outdoor gym Company (Gran Bretaña), The green microgym (Oregon, Estados Unidos), The Green revolution inc. (Connecticut, Estados Unidos), que utilizan esta clase de mecanismos para producir energía eléctrica, la cual usan para abastecer un porcentaje de la electricidad obtenida de la red de distribución pública de energía y así disminuir los costos de consumo eléctrico. Por ejemplo, la empresa inglesa The great outdoor gym compañía proporciona gimnasios al aire libre, compuestos por bicicletas estáticas, bicicletas elípticas, bicicletas de mano y escaladoras, como se muestra en la imagen 1, las cuales pueden llegar a generar una potencia promedio entre 50-100 Watts, dependiendo de la capacidad física del usuario que la use y del tiempo de uso de las maquinas. Esta energía es utilizada para cargar dispositivos como Ipads, smarth phones o cualquier dispositivo que tenga una entrada USB de conexión para carga. Además si la energía no se utiliza para la alimentación de baterías de dispositivos móviles, los gimnasios están adecuados con un sistema de distribución de energía el cual alimenta los postes de luz

circundantes al gimnasio para que las personas puedan hacer sus ejercicios en las noches.¹

Imagen 1. Gimnasios al aire libre



Imagen 2. Conexiones USB



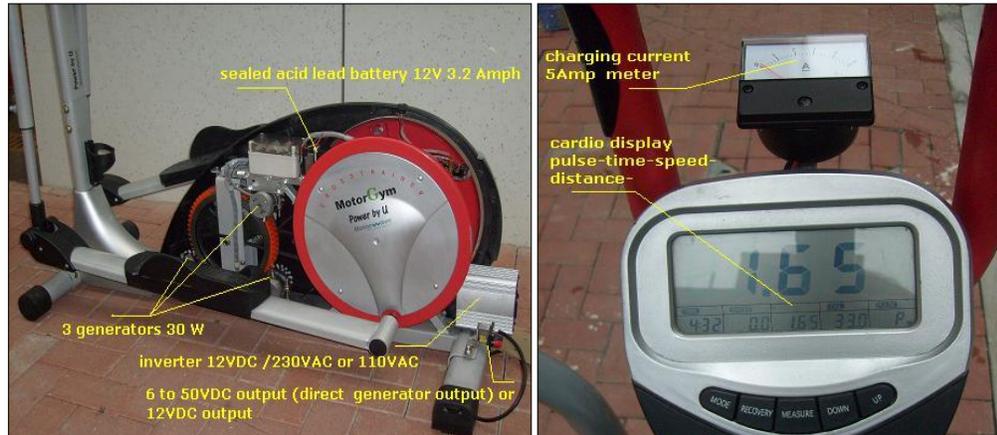
Fuente: The Great Outdoor Gym Company. (Febrero de 2015). *The Great Outdoor Gym Company*. Obtenido de <http://www.tgogc.com/>

Otra empresa pionera en esta clase de producción de energía eléctrica es la Motorwave Ltd. Esta empresa se encargó, mediante su campaña “Power by you”, de establecer un precedente en el aprovechamiento de la energía desperdiciada al hacer ejercicio en máquinas comunes en gimnasios. Así en diciembre de 2006 se logró instalar, en el gimnasio California Fitness en Lan Kwai Fong, Hong Kong, cinco máquinas con sus respectivos sistemas eléctricos para realizar pruebas de la capacidad de esta para producir una cantidad de energía eléctrica considerable. Cuatro de estas fueron conectados directamente a una batería y una fue conectada a unos bombillos de luz de 20 Watts, 50 Watts y 100 Watts, esto con el fin de visualizar la transformación de energía. Después de las pruebas hechas en el gimnasio, los diseñadores se dieron cuenta que la resistencia para cargar la batería era muy alta para muchos de los usuarios que las utilizaron, por esto incluyeron un sistema de regulación eléctrica la cual controla el tiempo de conexión a la batería. Así en diciembre del mismo año se instalaron 5 bicicletas elípticas y 5 bicicletas estáticas. La bicicleta estática, al ser una máquina en donde se utiliza el troco inferior para moverla, se convirtió en la de más producción de potencia eléctrica, con una capacidad entre 50 Watts y 100 Watts, una batería de 12 Voltios y una intensidad de corriente de 3,2 Amph, además de dispositivos de control eléctrica e indicadores de tablero para mostrar el rendimiento del proceso, todo esto mostrado en la imagen 3 y 4.²

¹ The Great Outdoor Gym Company. (Febrero de 2015). *The Great Outdoor Gym Company*. Obtenido de <http://www.tgogc.com/>

² Motorwave Group. (2006). *Motor Gym*. Obtenido de <http://www.motorwavegroup.com/Motorgym/index.html>

Imagen 3. Sistema de producción Imagen 4. Indicadores de tablero



Fuente: Motorwave Group. (2006). *Motor Gym*. Obtenido de <http://www.motorwavegroup.com/Motorgym/index.html>

La bicicleta estática que produce esta empresa tiene una capacidad menor de producción de energía, debido a su diseño y su forma de aprovechamiento del trabajo hecho por el usuario. Ésta produce entre 15 Watts y 30 Watts de potencia eléctrica, puede ser conectada a aparatos de 12 VDC o de 230VAC o 110VAC mediante un inversor de 150 Watts, además cuenta con una batería de 12 Voltio y 3,2 Amph, como se muestra en la Imagen 5. Cuenta con el mismo tablero de control que la bicicleta elíptica.³

Imagen 5. Sistema de producción eléctrica.



Fuente: Motorwave Group. (2006). *Motor Gym*. Obtenido de <http://www.motorwavegroup.com/Motorgym/index.html>

³Terra. (26 de Marzo de 2010). www.terra.org. Obtenido de <http://www.terra.org/categorias/articulos/energia-de-propulsion-humana-en-bicicleta>

Además de la producción de energía en gimnasios, también encontramos sistemas independientes de aprovechamiento de energía producida por el ser humano, mediante la cual se adapta la bicicleta móvil utilizada comúnmente acoplada a un generador encargado de producir la energía eléctrica, este sistema es llamado “kit de cicloenergía eléctrica”, mostrado en la imagen 6. Estos conjuntos se basan en la utilización de potentes generadores de corriente continua los cuales son capaces de proporcionar, a un ritmo de pedaleo constante, unos 20 amperios/hora, lo que equivaldría a unos 240 watts a 15 voltios como máximo⁴. Esta calidad de producción de energía la logro la empresa estadounidense Windstream Power, la cual se especializa en la producción de generadores de corriente directa de imanes permanentes de bajas revoluciones para aplicaciones en pequeños aerogeneradores, pequeñas centrales hidroeléctricas y generación humana de energía, como lo podemos ver en la imagen 7, donde se utilizan unos pedales como prototipo para mostrar al público la cantidad de energía que se puede ahorrar haciendo ejercicio.

Imagen 6. Acople para bicicletas



Fuente: <http://www.terra.org/categorias/articulos/energia-de-propulsion>

Imagen 7. Pedales para la generación eléctrica



Fuente: WINDSTREAM POWER. Obtenido de: <http://windstreampower.com/>

⁴ Op. Cit.

Para finalizar, una de las aplicaciones más interesantes es la desarrollada por la empresa Azimut360, en el proyecto *En clave de sol*, en el cual se imitó el diseño de una bicicleta de spinning, mostrada en la imagen 8, que se componía por una rueda de inercia que daba estabilidad al pedaleo de las personas y un dinamo capaz de producir energía por medio de este pedaleo. Con la ayuda de la Asociación de producciones callejeras en España, se desarrolló la idea de utilizar esta energía producida por un usuario montado en la bicicleta estática para, por medio de un inversor de corriente Dc-Ac, hacer funcionar equipos de sonido para realizar eventos de pequeña envergadura⁵.

Imagen 8. Bicicletas usadas como generadores de energía para concierto y eventos artísticos.



Fuente: Terra. (26 de Marzo de 2010). www.terra.org. Obtenido de <http://www.terra.org/categorias/articulos/energia-de-propulsion-humana-en-bicicleta>

1.3 DESCRIPCION DE LA CONVERSION DE ENERGIA MECANICA A ELECTRICA

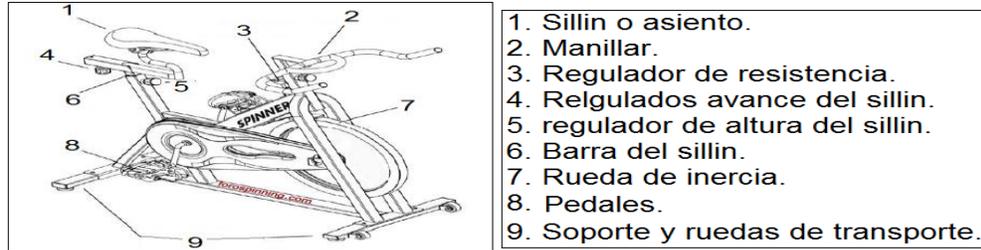
El sistema de generación eléctrica en una bicicleta estática o elíptica, inicia con el movimiento y la fuerza hecha por un individuo, para mover un mecanismo de transmisión de potencia, el cual moverá un volante conectado a este. Dependiendo de la máquina, este sistema de transmisión de potencia varía según el ejercicio que se quiera simular mediante la utilización de la máquina. En la bicicleta estática, como su nombre lo menciona, se obtiene un movimiento similar al de una bicicleta común y corriente, que va a estar orientado por un sistema mecánico de transmisión por bandas.

Estas bandas van sujetas a dos poleas, una conductora (acoplada a dos manivelas y dos pedales) y otra conducida (llamada volante o rueda de inercia), de diferentes tamaños, las cuales varían la velocidad angular, fuerza y torque en el sistema, esto con el fin de simular el esfuerzo realizado en un bicicleta normal en

⁵ Op cit.

movimiento. En la imagen 9 se muestran las partes comunes de una bicicleta estática.

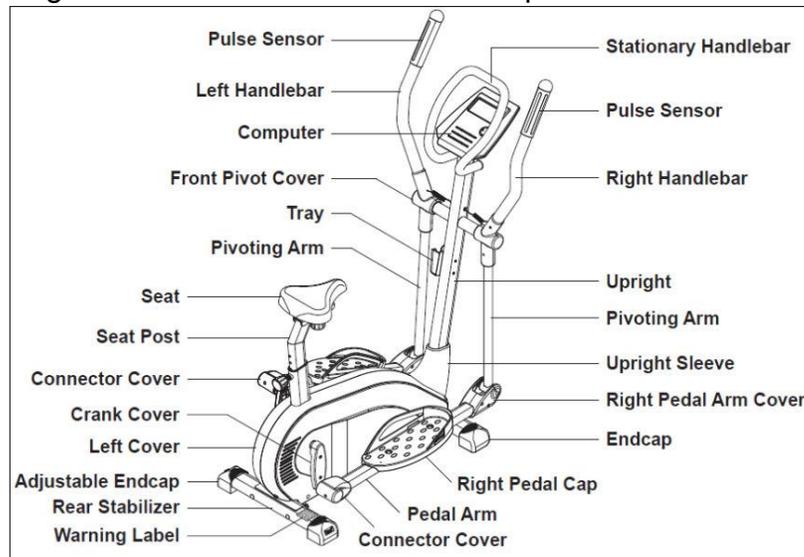
Imagen 9. Partes de una bicicleta estática.



Fuente: Foro indoor. (s.f.). *Foro indoor*. Obtenido de <http://www.foroindoor.com/category/articulos /equipacion/page/3/>

La elíptica es una máquina utilizada para realizar ejercicios aerobios, por medio de un movimiento elíptico, como su nombre lo señala, compuesto por un movimiento circular realizado sobre una rueda o volante y un movimiento lineal realizado sobre guías lineales o por medio de articulaciones rodantes. Estas dos van conectadas mediante dos barras horizontales, en la cual se encuentran dos apoyos donde coloca los pies el usuario para ejercer fuerza con las piernas. Además de esto, tiene dos manillares conectados directamente a las barras horizontales, que el usuario utiliza para ejercer fuerza con sus brazos y ayudar a que el movimiento sea más fluido. Así la máquina simula la acción de trote, con la ventaja de que se obtendrá un movimiento amortiguado que evitara el impacto que se obtiene contra el suelo cuando se practica la marcha.

Imagen 10. Partes de una bicicleta elíptica.



Fuente <http://healthinfousa.com/stamina/a550175b.jpg>

Así, aplicando el principio de conversión de energía cinética (mecánica) a energía eléctrica, se conectara el volante a un generador de corriente continua, el cual dependiendo de la velocidad de giro del eje o rotor del generador, producirá cierta cantidad de energía eléctrica, especificada en la ficha técnica de este.

Existen varios tipos de conexiones del volante al eje del generador, unas más eficientes que otras, pero todas son utilizadas a nivel general para la producción de energía eléctrica. Se tiene tres formas principales de conexión del acople al generador:

1.3.1 Acople directo. Es de los más utilizados ya que solo se conecta de forma directa el volante de la bicicleta de spinning al eje del generador, como se ve en la imagen 11. La conexión de los pedales y el volante se hace habitualmente por medio de bandas, donde, a partir de la relación de diámetros de la polea conductora y la conducida, se puede hallar la velocidad nominal del generador. Por lo general se utiliza un generador DC, mediante el cual el acople puede llegar a eficiencias entre 80 % y 85 %.⁶

Imagen 11. Bicicletas adaptadas con acople directo



Fuente: http://3.bp.blogspot.com/_IwaM09vSNDE/TEgHPA86Url/AAAAAAAAABMc/TQm0HgsP5jA/s1600/aboutthetechnology.jpg

⁶ Diseño de un sistema de generación de energía eléctrica a partir de bicicletas estáticas, Carlos Fabián Núñez Rodríguez, Julián Oswaldo Flórez Reyes, 2011.

Imagen 12. Acople a un sistema de rodillos



Fuente: http://www.terra.org/sites/default/files/bd_imagenes/0011253.jpg

1.3.2 Acople por rodillos. Esta forma es más casera porque no se necesita una bicicleta de spinning, si no que cualquier bicicleta en la cual se puede adaptar este sistema de rodillos, estos rodillos permiten que el movimiento del volante de la bicicleta sea transferido al eje y a sí mismo al eje del generador produciendo el movimiento de este como se muestra en la imagen 12. Su eficiencia máxima es de un 80 %⁷.

1.3.3 Acople tipo llanta. Este tipo de acople es el más eficiente de todos ya que no hay elementos de transmisión de potencia. Lo que se hace es reemplazar el eje donde se encuentra el volante y adaptar el eje del generador directamente sin necesidad de un volante transmisor, a partir de esta idea se ha generado varios dispositivos como se muestra en la imagen 13 y 14, en la cuales se muestra la adaptación a bicicletas y se tiene un sistema de generación portátil.

Imagen 13. Disco para bicicleta generadora



Fuente: GOLDEN MOTORS. Obtenido de: <http://www.goldenmotor.com/e-Bike-DIY/DIY-ebikekit.php>

⁷ Op. Cit.

Imagen 14. Bicicleta con la adaptación del disco



Fuente: GOLDEN MOTORS. Obtenido de:
<http://www.goldenmotor.com/e-BikeDIY/DIY-ebikekit.php>

Dado los diferentes pesos de los volantes de inercia, desde los 4 kg hasta los 20 kg, se disponen de diferentes tipos de freno según su peso y la regulación del esfuerzo que el usuario desee emplear para su ejercicio, se tienen estos tipos de frenado:

1.3.4 Frenado de patín. Este tipo de frenado se utiliza para volantes de un peso mayor a 14 kg y hasta los 18 kg con el fin de que este tenga una detención completa se precisa que se contenga por ambos lados del volante, este dispositivo responde a una presión el cual proporciona el frenado del volante, en algunos casos en algunas bicicletas spinning contienen un dispositivo de bloqueo de emergencia el cual brinda una frenada segura e inmediata como aparece en la imagen 15. Estos sistemas tienden a ser desgastado a causa de la fricción por la cual suelen ser sustituido en un lapso de tiempo.

Imagen 15. Freno tipo patín



Fuente: www.adieta.com/img/articulos/freno_patin.jpg

1.3.5 Freno o sistemas de tapón. Este tipo de frenado se utiliza para volantes mayores de 18 kg este crea una presión vertical sobre la curvatura del volante integrando un sistema de tapón el cual es un sistema de freno de emergencia como se muestra en la imagen 16 el cual hace detener inmediatamente la rotación del volante

Imagen 16. Freno tipo tapón



Fuente: www.adieta.com/img/articulos/freno_patin.jpg

1.3.6 Freno magnético. Este freno es utilizado en volantes de menor peso, es un sistema el cual no tiene contacto mecánico, el cual causa una gran ventaja porque al no haber fricción no hay desgaste. En este, dos imanes se acercan al volante para detenerlo. Al pedalear se mueven los imanes los cuales excitan al material conductor lo cual hace que se genere un voltaje este produce una corriente eléctrica, ahí es donde estos reaccionan con los imanes el cual produce una resistencia que causa su detención. En algunos modelos de bicicleta spinning se cuenta con un motor para alejar o acerca los imanes el cual ajusta la resistencia del ejercicio, en la imagen 17 es mostrado un tipo de frenado magnético

Imagen 17. Freno magnético



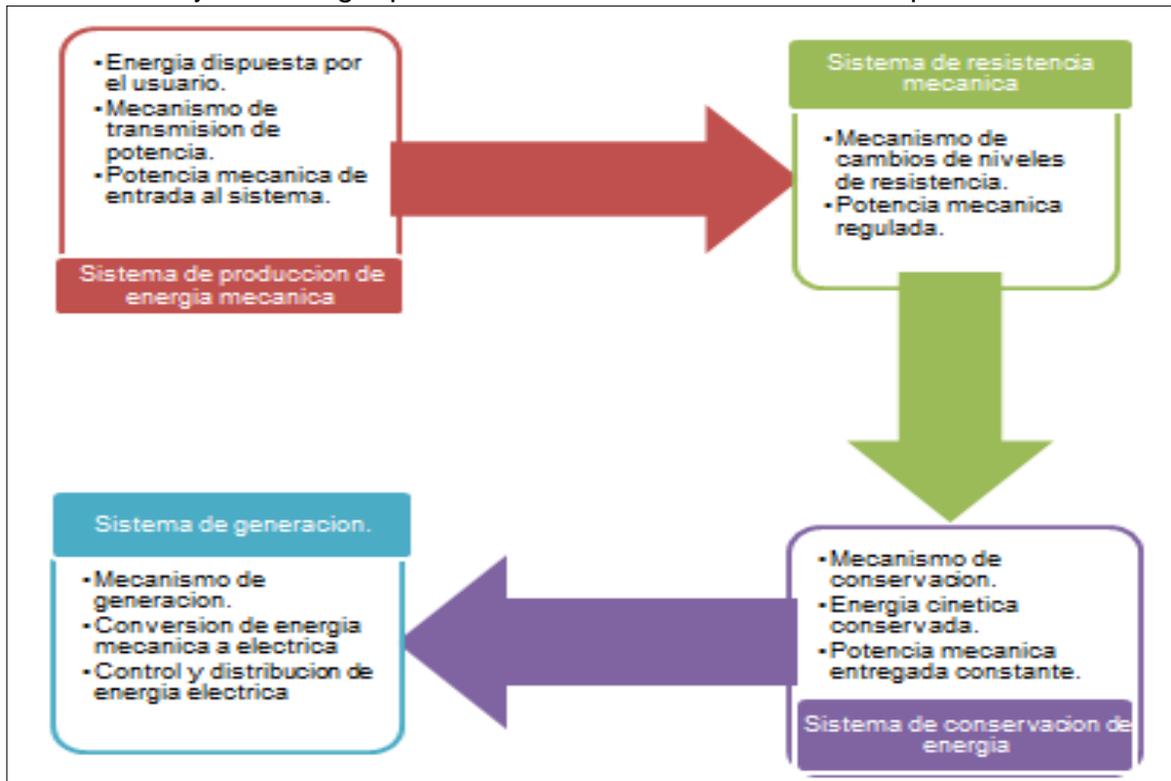
Fuente: http://www.bikers.cl/w_content/uploads/2012/02/magnic01.jpg

2. ANALISIS CONCEPTUAL DEL PROCESO DE CONVERSION DE ENERGIA MECANICA A ELECTRICA

En este capítulo se analiza la disposición de los sub sistemas que se van a tener en cuenta en el diseño del sistema de conversión para las bicicletas estática y elíptica, para comprender el funcionamiento y el objetivo con el que quiere ser realizado. Además se localiza los sistemas donde se tienen que atender problemas para la transmisión mecánica y se mostraran algunos mecanismos que sirven para la solución de estos.

Para puntualizar mejor en el funcionamiento del diseño que se propone realizar, a continuación se puede ver en la gráfica 1 el diseño conceptual del sistema de conversión de energía mecánica a eléctrica en una bicicleta estática o elíptica.

Grafica 1. Flujo de energía por los diferentes sistemas de la máquina.



La grafica 1 nos muestra como la potencia mecánica tiene un flujo directo por cada uno de los sistemas, donde es transformada y adquiere una propiedad, mediante la utilización de un mecanismo propio de cada sistema. Para profundizar más en el proceso se puntualizar las características propias de cada uno de los sistemas y se analizaran los tipos de mecanismos que pueden hacer parte de estos.

2.1 SISTEMA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA

Este sistema es el encargado de proporcionar la energía mecánica a la máquina, para que por medio de su uso, regulación y disposición produzca energía eléctrica. El ser humano es la fuente de energía utilizada, que por medio de la fuerza que se aplica en el sistema de manivela transfiere a la máquina la energía mecánica.

El movimiento de la manivela es circular y se hace alrededor de un eje. Este eje une dos piezas de manivela, que en conjunto se sostiene en dos rodamientos acoplados a la carcasa de la máquina, que le brindan al mecanismo rigidez y un grado de libertad rotacional.

En el caso de la bicicleta estática la fuerza del usuario se transmite directamente a la manivela y de esta al sistema. El movimiento rotación es de 360 grados donde la fuerza no es la misma en todos los puntos de la rotación. Existen etapas de pedaleo como se puede ver en la imagen 18.

Imagen 18. Etapas de pedaleo



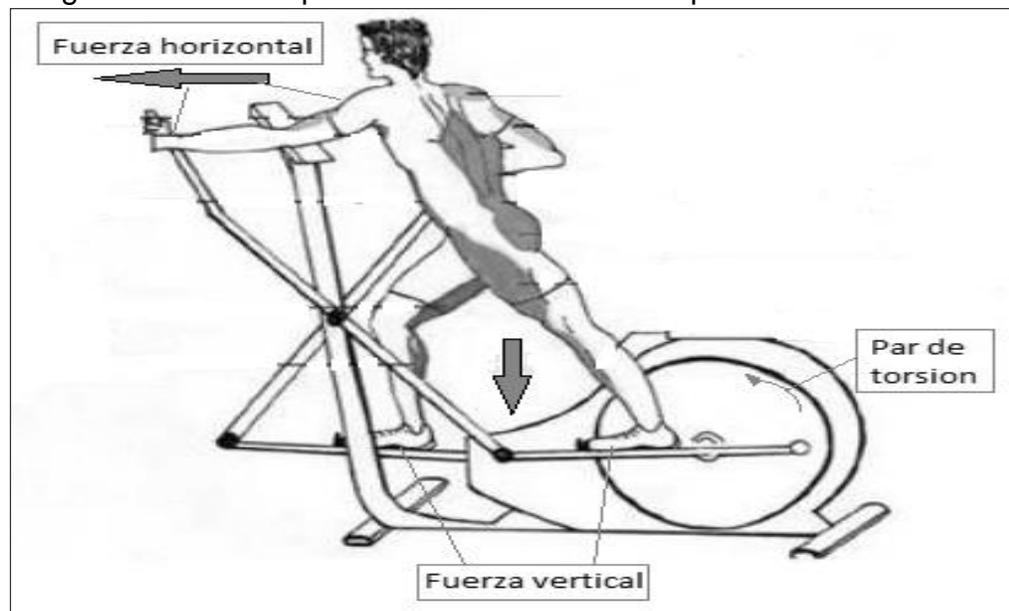
Fuente: <https://bulevip.com/blog/la-sentadilla-en-ciclismo/>

El movimiento empieza desde la parte de arriba del pedal, donde se ubicaran los 0 grados del movimiento circular. En esta fase se hace un empuje hacia adelante. La siguiente fase de los 10 a los 170 grados es donde se aplica la mayor fuerza al pedal, ya que el movimiento que se hace es de extensión de la pierna para

empujar el pedal hacia abajo. En esta fase se encuentran los picos de potencia durante el pedaleo. La que sigue va desde los 170 a los 190 grados más o menos, donde el pedal es arrastrado hacia atrás tomando impulso para completar el movimiento circular completo. De los 190 a los 350 grados la manivela está en una etapa de elevación donde se presenta un consumo de la fuerza que fue aplicada en la etapa anterior y así lo picos más bajos de potencia durante el pedaleo.

En el caso de la bicicleta elíptica el usuario aplica la fuerza en diferentes puntos del conjunto de barras rígidas unidas por articulaciones. La fuerza horizontal es aplicada por los brazos a las barras rígidas que se encuentran verticales y la fuerza vertical es aplicada por medio de las piernas a las barras horizontales, tal y como se muestra en la imagen 19. La sumatoria de estas dos fuerzas en cada una de las articulaciones, da como resultado la fuerza total aplicada en la manivela. Hay que tener en cuenta que esta fuerza total es mayor a la aplicada en la manivela de la bicicleta estática, ya que las personas están usando los dos pares de extremidades para realizar el movimiento.

Imagen 19. Fuerza aplicadas en una bicicleta elíptica



Fuente: <http://www.puntofape.com/la-bicicleta-eliptica-737/>

La acción de las fuerzas en la manivela de la bicicleta elíptica es muy parecida a la realizada sobre la manivela de la bicicleta estática, la única diferencia encontrada es en la fase de elevación, donde la pierna no hace presión sobre el apoyo. En esta fase se encontrara una etapa de recuperación donde el brazo realiza la fuerza para la elevación de la pierna, además de brindarle una fuerza adicional al sistema para mantener el par en un rango constante durante toda la rotación. Esta diferencia provee a la bicicleta elíptica de no tener picos negativos, esto quiere decir que durante todo el giro se está aportando energía al sistema.

Imagen 20. Etapas del movimiento de la manivela en la bicicleta elíptica



Cabe anotar que tanto en el movimiento de empuje de los brazos con el de las piernas, la fuerza aplicada es utilizada para ejercer un arrastre de la extremidad que este en ese momento en fase de recuperación. Ya que con el brazo se realiza una fuerza de extensión y de recogimiento, la fuerza de recuperación que tiene que aplicar la pierna no va a ser necesaria, en cambio se sumara a la fuerza provista por el brazo. Teniendo en cuenta lo anterior se puede decir que la fase de mayor potencia durante el movimiento es cuando se extienden las piernas y se hace presión en el apoyo de las barras horizontales y se recogen los brazos.

Este sistema está formado por varios elementos, los cuales se encargan de la producción y distribución de energía eléctrica obtenida de sistemas mecánicos que trabajan para el proceso de conversión de energía. Así encontramos conformado este grupo por dos subsistemas: sistema de generación y sistema de distribución.

2.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Un sistema de transmisión de potencia o sistema de transmisión mecánica es un conjunto de elementos mecánicos que realizan la transferencia y conversión de la energía mecánica, para su uso en diferentes elementos o sistemas que conforman una máquina. Esta energía suele transmitirse por medio de elementos rodantes,

que ocupan menos espacio que un mecanismo lineal y su rendimiento y facilidad de transmisión benefician el proceso.

El sistema de transmisión de potencia es un sistema fundamental en el funcionamiento de muchas maquinas industriales y domésticas y desempeña las siguientes funciones en estas:

- Recibir la potencia de algún tipo de fuente giratoria, como un motor eléctrico, motor de combustión interna, turbina de gas, motor hidráulico o neumático, una turbina de vapor o de agua o hasta el movimiento manual que hace el operador.
- En el caso típico, la transmisión causa algún cambio en la velocidad de rotación de los ejes que forman la transmisión, para que el eje de salida trabaje con más lentitud u mayor rapidez que el eje de entrada. Existe mayor cantidad de reductores de velocidad que incrementan ésta.
- Los elementos activos del accionamiento transmiten la potencia del eje de entrada al de salida.
- Cuando hay una reducción de la velocidad, existe un incremento correspondiente en el par torsional transmitido. Por el contrario, un incremento de velocidad causa una reducción de par torsional en la salida, en comparación con la entrada del reductor.⁸

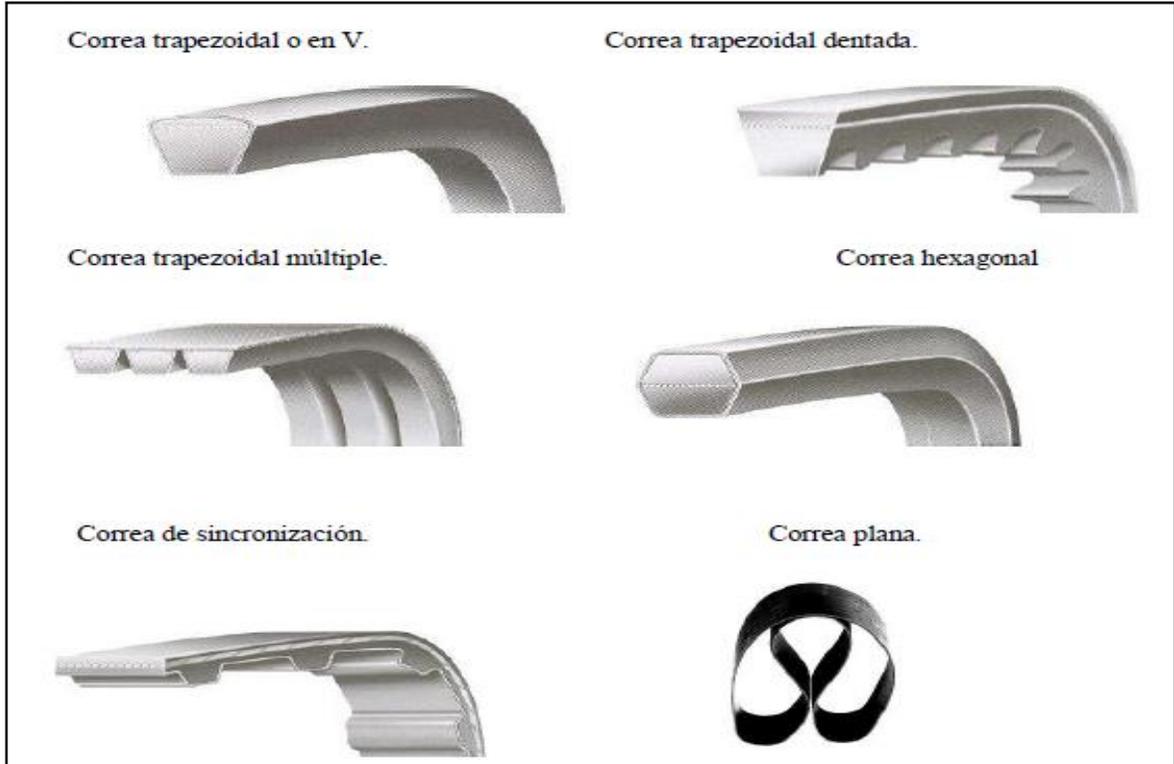
Teniendo en cuenta el objetivo del sistema a utilizar para realizar un trabajo concreto, se debe proceder a escoger la clase de elementos de transmisión de potencia que se va a usar, ya sea por engranes, cadenas, bandas u otros. Algunas transmisiones usan más de un tipo de transmisión para optimizar, por medio de las ventajas de cada una, el proceso.

2.2.1 Transmisión por bandas, correas y poleas. Este es un tipo de transmisión mecánica el cual está conformado por la unión de dos o más poleas, siempre tiene que haber una polea conductora y otra que es conducida, la eficiencia depende de la fricción entre la superficie de la correa y la polea cada una en su respectivo eje, ese sistema consta de:

- Polea conductora.
- Polea conducida.
- Polea loca o tensora (si es necesaria).
- Banda, correa o faja.

⁸ Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson.

Imagen 21. Tipo de correas



Fuente:<http://mecymaq.criba.edu.ar/attachments/section/1/Elementos%20de%20transmisi%C3%B3n%20de%20potencia%202012.pdf>

Ventajas:

- Marcha silenciosa.
- Buena absorción y amortiguación de choques y golpes.
- Disposición sencilla, sin cárter ni lubricación.
- Múltiples posibilidades de instalación para diferentes aplicaciones.
- Desacoplamiento sencillo.
- Bajo costo.
- Variación sencilla de la relación de transmisión.
- Posibilidad de trabajar a altas velocidades de rotación.

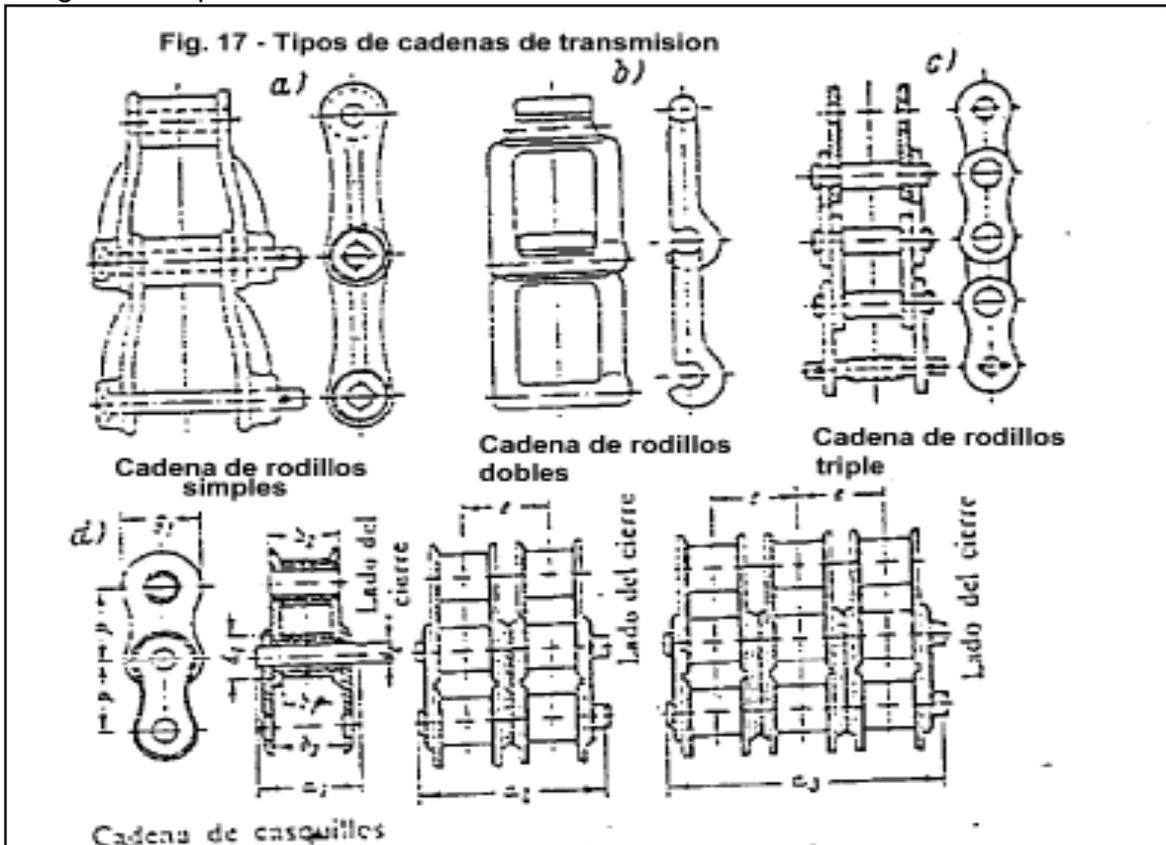
Desventajas:

- Deslizamiento entre la correa y la polea lo que genera una pérdida de potencia que esta entre el 1% al 2%.
- Transmisión radial de fuerzas hacia los ejes y apoyos debido a la tensión que debe aplicarse a la correa para su funcionamiento.
- Variación del coeficiente de rozamiento a causa del polvo, suciedad, aceite o humedad.
- Pequeña duración de las bandas en transmisiones rápidas (6 meses, aproximadamente).

- No soporta operaciones a altas temperaturas.

2.2.2 Transmisión por cadenas. Este tipo de transmisión de potencia está compuesto por dos ruedas dentadas las cuales son utilizadas en la gran mayoría de ocasiones cuando se necesita transmitir gran potencia a bajas velocidades sin que este varíe demasiado su relación de potencia, esta es su gran diferencia a comparación de la transmisión por bandas. Depende de los eslabones o enlaces, función o tipo de cargas hay diferentes tipos de cadenas de transmisión, como se muestra en la imagen 22.

Imagen 22. Tipo de cadenas de transmisión



Fuente: http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_electrica/CADENAS_DE_TRANSMISION.pdf

Ventajas:

- No hay desplazamiento ya que están sujetas a los dientes de ruedas dentadas
- Su duración a comparación a las correas es muy superior
- Se pueden manejar a altas temperaturas
- Trabajan con distancia menores entre los ejes
- Desventajas
- Mayor costos respecto a bandas

- Se necesitan lubricación y limpiezas periódicamente
- No sirve para transmisión de altas velocidades

2.2.3 Caja multiplicadora. Para sistemas de conversión de energía y en concreto para sistemas de producción de energía eléctrica, se debe entender que la variable a controlar el subsistema de transmisión de potencia es la velocidad, ya que si obtenemos un mayor cantidad de rpm podremos producir más energía, por eso es que en procesos, como los aerogeneradores horizontales, se utilizan multiplicadores de velocidad.

“La caja multiplicadora como elemento del tren de potencia aparece como una opción de diseño habitual ya desde las primeras turbinas eólicas concebidas para producir energía eléctrica. La necesidad de este elemento se justifica por el diferente régimen de giro que requiere un rotor eólico y un generador eléctrico convencional.”⁹

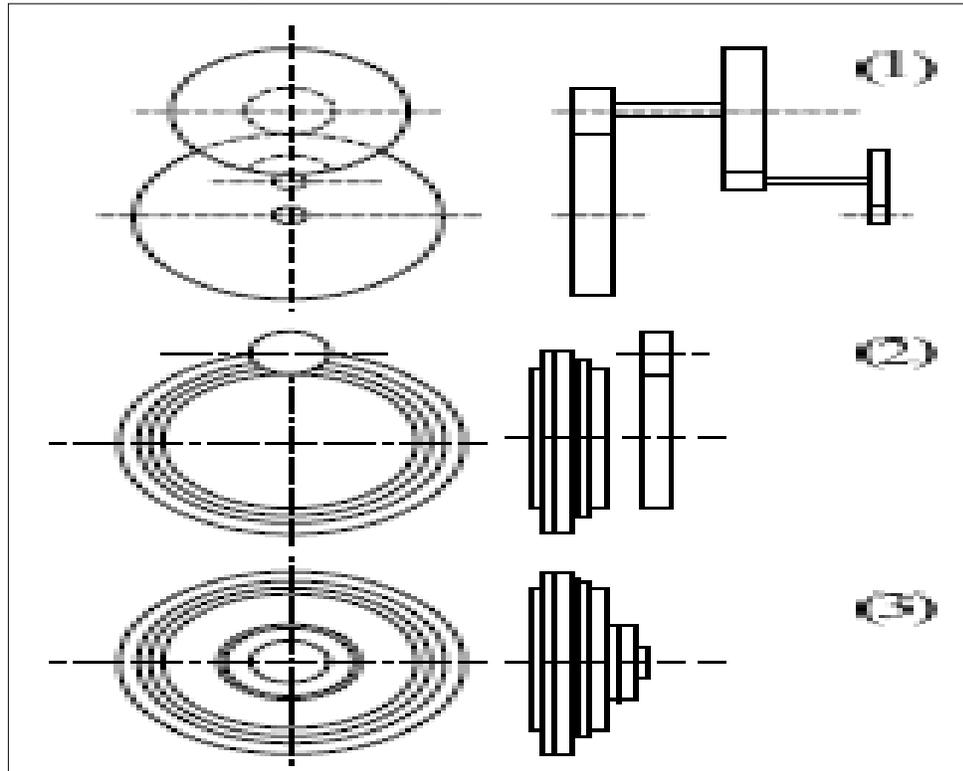
Al ser un elemento que se adapta a los diferentes regímenes de giro de un rotor y a los generadores eléctricos convencionales, la caja multiplicadora se comportaría como un elemento idóneo para máquinas como la bicicleta estática y la elíptica, ya que en estas se presentan intervalos de velocidades medianos, que varían con el trabajo realizado por cada persona en la máquina.

Las cajas multiplicadoras al ser un elemento que utiliza engranes, estos pueden ir configurados de diferentes maneras, así existen dos tipos de cajas multiplicadoras las de engranes rectos y las de engranes helicoidales. Los de engranes rectos se utilizan en cajas multiplicadoras de ejes paralelos y presentan una relación de multiplicación máxima en cada etapa de 1:5. Los de engranajes helicoidales tienen un diseño más sofisticado que los engranes rectos y se emplean en cajas multiplicadoras de tipo planetario; presentan una relación de multiplicación en cada etapa como máximo de 1:12¹⁰. Las cajas de multiplicación son de un diseño más sencillo por eso su costo no es más elevado, pero viendo las relaciones de transmisión y de multiplicación de las helicoidales, con esto podemos compensar el elevado costo de un engranaje de un sistema ejes planetarios.

⁹ González-Longatt, F. M. (2007). *Sistema mecánico de transmisión de aerogeneradores de eje horizontal*.

¹⁰ Op. Cit.

Imagen 23. Configuraciones cajas



Fuente: <http://fglongatt.org/OLD/Reportes/RPT2007-13.pdf>

2.2.4 Mecanismo de transmisión de velocidad variable. Este mecanismo logra tener diferentes relaciones de potencia variando diámetros de las poleas sin tener que realizar cambio de las poleas, además de esto permite el acople con mayor o menor profundidad dentro de la ranura de esta. Utiliza la fuerza centrífuga, esto hace que las poleas se desplacen por la velocidad ejercida sobre el eje, puede ser de mayor a menor o viceversa, depende de la velocidad deseada de salida.

“Los variadores de velocidad pueden tener una o dos poleas de diámetro variable (a), también pueden trabajar dos correas ajustables en tandem y una polea doble de diámetro ajustable con la sección central (b)”¹¹ como se ve en la imagen 24

En la figura 25 se muestra la disposición de estas dos poleas si la cara es desplazable (1) de la polea conductora que transmite el par se acerca a la otra cara (2) el diámetro efectivo de la polea se hace mayor la correa (3) al tener una longitud prácticamente constante gira en la polea conducida (4) en diámetros efectivos menores como consecuencia de la apertura de la polea mediante el desplazamiento de una de sus caras (5) por lo que la desmultiplicación será menor.¹²

¹¹ Mecánica y maquinaria agrícola . Departamento de agronomía U.N.S elemento de transmisión de potencia

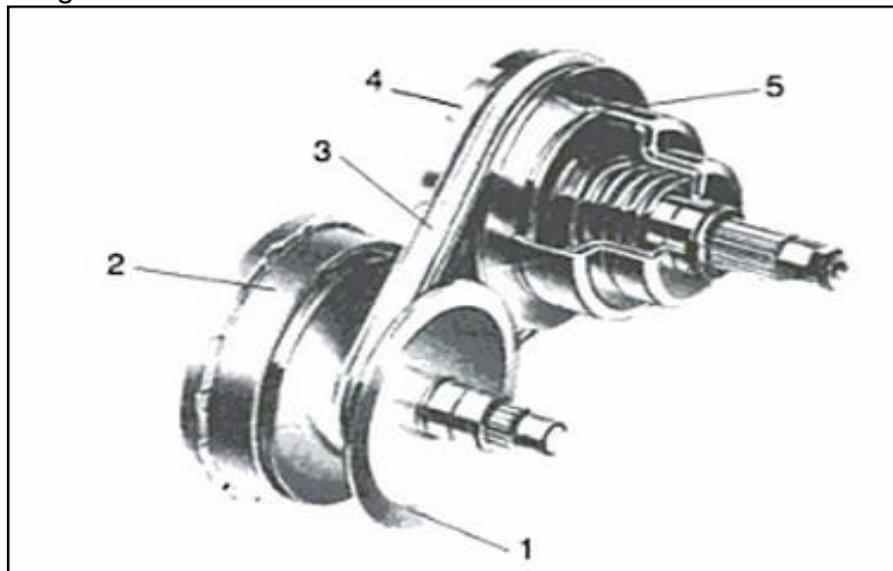
¹² Martin, J. C. (s.f.). *Mecánica de automovil actual* .

Imagen 24. Variador de Velocidad.



Fuente: <http://www.nissanglobal.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/cvt.html>

Imagen 25. Elementos de un variador de Velocidad



Fuente: <https://books.google.com/books?id=QUWEJdvweOsC&pg=PA118&dq=sistemas+de+cambios+por+poleas&source=bl&ot>

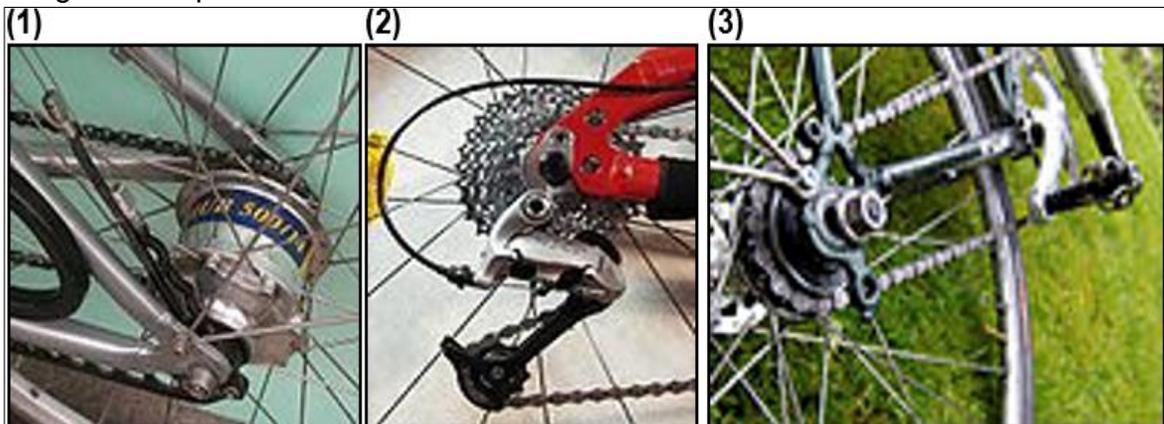
“se muestra la disposición de estas dos poleas. Si la cara desplazable de la polea conductora que transmite el par del motor se acerca a la otra cara, el diámetro efectivo de la polea se hace mayor. La correa al tener una longitud prácticamente constante gira en la polea conducida en diámetros efectivos menores como consecuencia de la apertura de la polea mediante el

desplazamiento de una de sus caras por lo que la desmultiplicación será menor.”¹³

Con esto se controla la relación de velocidades respecto a la fuerza con que la persona realice el ejercicio, que a su vez estaría relacionada con la velocidad de salida hacia el generador y hacerla constante para la producción de energía eléctrica.

2.2.5 Sistema de cambios. Como es utilizado en las bicicletas, el mecanismo utilizado es el de engranes y cadena estos son utilizados para convertir la velocidad y el par de fueras. Existen cambios internos (1), desviador (2) o tipo monomarcha (3) a como se ve en la imagen 26

Imagen 26. Tipo de cambios



Fuente: <http://analisistransbici.blogspot.com.co/>

El sistema de cambios de estos tipos viene equipada con un controlador el cual es una palanca, la cual hace que haga el cambio por la presión de esta, es un medio para controlar el trabajo realizado por el deportista si quiere más o menor esfuerzo a esta relación se le llama relación de marcha. Este viene determinado depende de los tamaños relativos de los platos y coronas de la bicicleta.

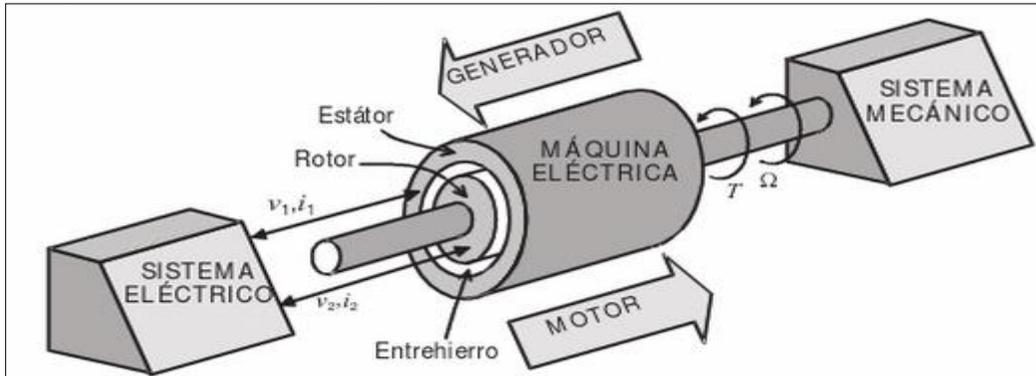
2.3 SISTEMA DE GENERACION

El sistema de generación se compone esencialmente del generador eléctrico, que es una maquina eléctrica rotativa la cual se encarga de producir energía eléctrica mediante la transformación de la energía mecánica.

2.3.1 Funcionamiento de un generador . Está compuesto por un rotor, un estator y el entrehierro, como se puede ver en la figura 27.

¹³ Tomado de <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios9.htm>

Imagen 27. Partes de un generador-motor



Fuente: Fraile, Mora, Jesús. Maquina eléctricas (6ª ed.). España: McGraw-Hill España, 2008. ProQuest Ebrary. Web 18 marzo 2015

El rotor, como su nombre lo indica, es la parte giratoria de la máquina; está montado sobre dos rodamientos, que se encuentran anclados a la carcasa o a soportes en forma de pedestal, que se apoyan a la base del generador y donde se manifiesta la energía mecánica producida por una fuente externa.

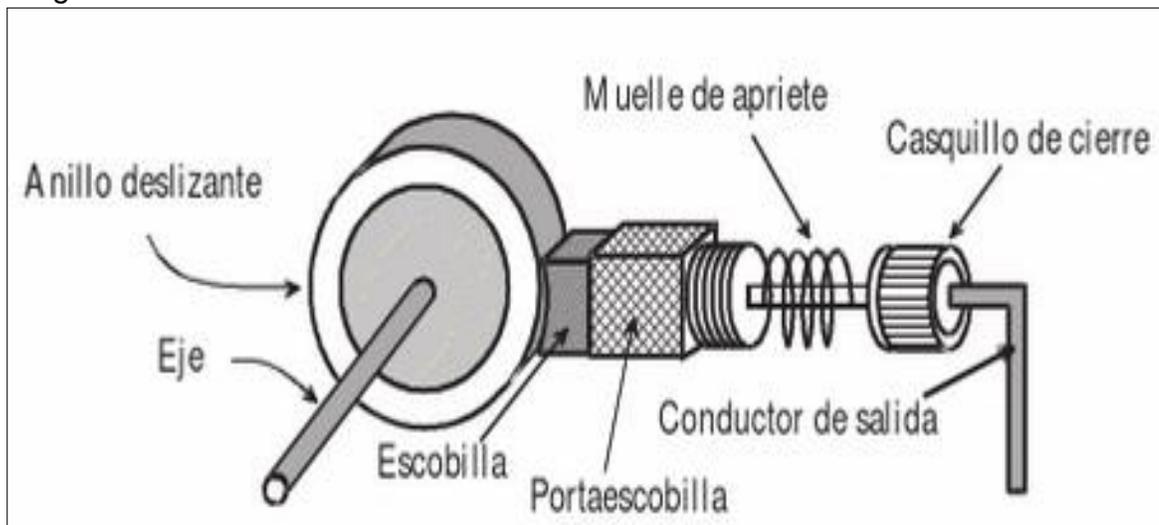
El estator es la parte fija del generador, dentro del cual se encuentra el rotor; es de forma cilíndrica, la cual cuando la velocidad de rotación de entrada es alta se diseña con una forma alargada, pero cuando es de bajas velocidades es mucho más ancha. El entrehierro, es la parte no material de la máquina que se ubica entre el estator y el rotor, donde se produce la polaridad magnética, que conecta el sistema mecánico con el eléctrico para que se produzca la conversión de energía. El estator y el rotor están compuestos por devanados en un núcleo ferromagnético, formando bobinas, las cuales son las encargadas de transportar la energía eléctrica por cada una de las partes. Teniendo en cuenta eso, para que haya esta producción de energía eléctrica mediante el movimiento relativo entre las dos partes, se debe identificar una parte inducida y una parte inductora. La parte inductora es la encargada de, mediante el flujo de corriente, producir la polaridad magnética en el entrehierro, y la inductora se encarga de recibir la energía magnética y con esta producir energía eléctrica. Para que haya esta conversión de energía, una de las dos partes tiene que estar en movimiento y esto depende del tipo de generador que se utilice.

Ya que, sin importar cual es el inductor o el inducido, se necesita transportar energía eléctrica hacia o desde el rotor cuando se encuentra en movimiento rotatorio, para los generadores DC existe un medio dispuesto para este fin llamado colector. El colector es el encargado de conectar físicamente el rotor con el sistema eléctrico externo y lo componen las escobillas y un medio de conexión en rotación que puede ser de delgas o de anillos. Las escobillas están hechas de grafito electrolítico, sostenidas sobre un cajón de hierro llamado portaescobillas y un muelle de apriete que permite la libertad de movimiento de la escobilla pero con

la garantía de que siempre habrá contacto de las escobillas con los contactos en el eje, como se muestra en la imagen 28.

El medio de conexión entre el rotor y las escobillas, se le llama colector. Este puede ser de delgas o de anillos. El colector de anillos, como su nombre lo indica, son unos de anillos de bronce conectados al devanado de cobre de la armadura del rotor y en constante rozamiento con las escobillas, con lo cual se logra transferir la energía eléctrica requerida por el rotor para producir la polarización en el entrehierro o para transportar la energía inducida en este. El colector de delgas tiene la característica de ser un cilindro dividido en varias celdas aisladas una de otra y conectadas funcionalmente al devanado del rotor. Este sistema de contacto en rotación con delgas, se utiliza cuando se requiere una rectificación de la señal de salida del generador, para que su forma sea cada vez más lineal en el tiempo

Imagen 28. Colector de rotación



Fuente: Fraile, Mora, Jesús. Maquina eléctricas (6ª ed.). España: McGraw-Hill España, 2008. ProQuest Ebrary. Web 18 marzo 2015

2.3.2 Tipos de generadores. Teniendo en cuenta lo anterior, existen dos clases de generadores según la señal de intensidad de corriente que se genere: generadores de corriente alterna y generadores de corriente continua.

- Generador de corriente alterna (CA), es una maquina eléctrica, la cual produce una señal de intensidad de corriente de forma sinusoidal. Se pueden encontrar en el mercado desde bajas velocidades y potencia, hasta turbogeneradores, que son alternadores de alta envergadura usados por las centrales hidroeléctricas, termoeléctricas, nucleares, entre otras. Su funcionamiento es el mismo descrito anteriormente, con la característica que el colector se utiliza como medio para transmitir energía eléctrica a la armadura del rotor para que este produzca la polaridad en el entrehierro. El

rotor se energiza mediante la acción de las escobillas con los anillos colectores, para transmitir energía eléctrica, desde una fuente CC, a este. La polaridad creada por el embobinado de la armadura del rotor, sumado al movimiento mecánico externo, produce una fem que hace transitar los electrones por el embobinado del estator y así producir un flujo de corriente, que debido al movimiento de la polaridad en el rotor, cambia de dirección cada media vuelta (dependiendo de la cantidad de polos) y genera una señal de salida de forma sinusoidal.

La descripción del funcionamiento del alternador puede variar dependiendo del mecanismo y la aplicación requerida, como por ejemplo en la actualidad existen los alternadores autoexcitados los cuales no necesitan de escobillas, anillos colectores o conmutadores para su funcionamiento.

La corriente que se genera va de un pico positivo cae a cero después a un pico negativo y vuelve a subir, este tipo de corriente se le conoce como corriente alterna monofásica, si se coloca bobinas montadas a 90 grados o 120 grados una de la otra y con conexiones externas separadas de generar corriente alterna bifásica o genera corriente alterna trifásica respectivamente. El rango de velocidades de giro va desde 500 a 7000 rpm, son más ligeros y de tamaño menor a generadores de corriente continua.

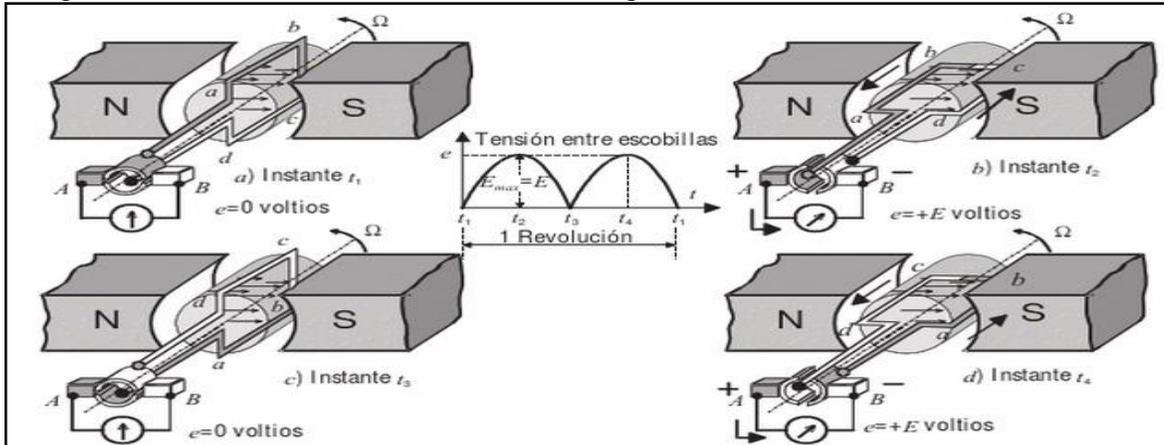
- Generador de corriente continua (CC) es una máquina eléctrica que produce señales de salida de corriente y voltaje constantes en el tiempo. Se les conoce con el nombre de dinamos y fueron los primeros generadores empleados para producir energía eléctrica a gran escala.

Su funcionamiento se asemeja al de los generadores de corriente alterna, con la particularidad de que el inducido se encuentra en el rotor y el inductor en el estator, esto quiere decir que la polaridad que se realiza al pasar corriente por el devanado del inductor va a ser estática y el movimiento de los electrones en el inducido, debido a las fuerzas producidas por el campo magnético, va a ser producido por el movimiento rotatorio que realiza en el rotor por un agente externo y no por el movimiento de la polaridad en el entrehierro.

Debido a que la señal de salida es de forma lineal, pero la señal en el inducido es de forma sinusoidal, tiene que existir un medio de rectificación de esta. Así cuando se recolecta la energía eléctrica del estator por medio del colector, se hace la correspondiente rectificación por medio de un colector de delgas. Este se compone de unas celdas separadas entre sí llamadas delgas, las cuales interactúan con las escobillas en pares opuestos en el colector y están en función del devanado del rotor y la polaridad en el entrehierro. Cuando el devanado se encuentra perpendicular al flujo magnético, no hay fem inducida, pero cuando se encuentra paralelo, se induce un flujo de corriente en una dirección, ya que la polaridad en el entrehierro es estática; así las delgas al ser

independientes pueden estar en contacto tanto con el lado positivo de las escobillas como en el negativo y rectificar el flujo de corriente de manera eficiente, como se muestra en la imagen 29. Este tipo de generador maneja voltajes bajos desde los 10 a los 100 V evitando chispas que se producen entre las escobillas y el conmutador, el conmutador es como un tipo de interruptor, la función de este es cambiar la dirección de la corriente entre el rotor y el circuito externo.

Imagen 29. Funcionamiento colector de delgas



Fuente: Fraile, Mora, Jesús. Maquina eléctricas (6ª ed.). España: McGraw-Hill España, 2008. ProQuest Ebrary. Web 18 marzo 2015

- Generador corriente continua de imanes permanentes. Este tipo de generador es de los más utilizados para la generación de energía eléctrica a partir de fuentes renovables, la gran ventaja que tiene este generador para este tipo de diseño es que funciona a bajas velocidades de rotación, sistema síncrono, se puede adaptar de forma directa a la salida de los sistemas de transmisión. Por otro lado este generador no necesita corriente excitatriz es decir la corriente que necesita el generador para producir el campo, ya que el campo magnético lo generan los imanes del rotor.

El generador de imanes permanentes, la diferencia con los otros generador es que en el rotor, los imanes de encuentran en la parte interna y el estator donde están las bobinas en la parte externa, debido al campo generador por los imanes al ser axial se orienta en la misma dirección del eje del rotor estos están simétricamente.

Para hacer una adecuación de la energía que se produce mediante el generador, para que las cargas eléctricas o dispositivos que este conectados a esta puedan funcionar en óptimas condiciones se necesita la utilización de un sistema de distribución y control de la energía eléctrica, este como último paso para completar la línea cinemática del proceso.

Este sistema es el encargado de transferir la energía eléctrica producida por el generador, hacia los diferentes sistemas externos al sistema de producción. Para esta distribución se deben tener en cuenta variables que hacen parte del funcionamiento de los sistemas que utilicen la energía producida por el generador, tales como la periodicidad del uso de la energía, la cantidad de intensidad de corriente y voltaje requeridos, el tipo de señal con la que funcionan, la potencia de funcionamiento de los aparatos, entre otros. Así mediante el uso eficiente de estas variables, se puede optimizar la manera de uso de la energía eléctrica para generar la menor cantidad de pérdidas en el sistema.

Imagen 30. Generador de corriente continua imanes permanentes.



Fuente: <http://es.aliexpress.com/item/500W-AC-24v-50hz-horizontal-permanent-magnet-generator-Rare-earth-permanent-magnet-motor/608343087.html>

Se encuentra tres dispositivos esenciales para el manejo de la energía eléctrica, la batería, el inversor y el regulador, los cuales nos proporcionaran la adecuación perfecta de la energía para ser utilizada en los diferentes dispositivos a funcionar.

2.4 SISTEMA DE DISTRIBUCION Y CONTROL

Este sistema es el encargado de transferir la energía eléctrica producida por el generador, hacia los diferentes sistemas externos al sistema de producción. Para esta distribución se deben tener en cuenta variables que hacen parte del funcionamiento de los sistemas que utilicen la energía producida por el generador, tales como la periodicidad del uso de la energía, la cantidad de intensidad de corriente y voltaje requeridos, el tipo de señal con la que funcionan, la potencia de funcionamiento de los aparatos, entre otros. Así mediante el uso eficiente de estas

variables, se puede optimizar la manera de uso de la energía eléctrica para generar la menor cantidad de pérdidas en el sistema.

Se encontró tres dispositivos esenciales para el manejo de la energía eléctrica, la batería, el inversor y el regulador, los cuales se proporciona la adecuación perfecta de la energía para ser utilizada en los diferentes dispositivos a funcionar.

2.4.1 Batería. La batería o almacenador eléctrico es un dispositivo eléctrico capaz de acumular energía eléctrica en su interior, para su posterior utilización. Esto lo logra mediante la acción de celdas electroquímicas que realizan un cambio de electrones mediante el proceso químico de reducción-oxidación, en el cual un elemento se oxida perdiendo electrones y el otro se reduce ganando electrones. Este proceso químico, en las condiciones propicias es reversible, lo cual da lugar a la repetitiva carga y descarga de algunas baterías. A la repetición de este proceso se le llama ciclos de carga y proporciona la vida útil de las baterías.

Existen varios tipos de baterías y se diferencian por los elementos que reaccionan en su interior. Así podemos encontrar baterías de plomo, las cuales son usadas en los automóviles para arrancar el motor y para el funcionamiento de componentes internos del carro como el radio, las luces, entre otros. Esta clase de baterías está formada por celdas delgadas que proporcionan una gran cantidad de amperes en un tiempo relativamente corto. También hay baterías de plomo utilizadas en sistemas fotovoltaicos y eólicos, las cuales tienen celdas mucho más gruesas y pesadas, ya que tiene que dar energía sobre un tiempo relativamente largo y se descarga a niveles más bajos. Estos sistemas pueden tener baterías con celdas de 2 voltios nominales que forman conjuntos de 6 voltios, 12 voltios o más. Estas baterías de plomo, debido a sus componentes, tienen un riesgo muy alto para la salud y el medio ambiente, por eso su uso debe ser provechoso y su posterior manejo debe ser correcto.¹⁴

Se puede encontrar baterías de gran eficiencia, como las dispuestas en los celulares y computadoras inalámbricas, conocidas como baterías de ion de litio. Son baterías de alto costo pero de un gran ciclo de vida, esto evidenciado en la funcionalidad de los celulares y su continua descarga, casi diaria. Se utilizan frecuentemente en aplicaciones a pequeña escala, pero por su gran costo no se han utilizado a gran escala. También hay baterías de litio-ferrofosfato (LiFePO_4) que no contienen elementos tóxicos, se puede descargar hasta un 20% de su capacidad y tienen una vida de 2000 ciclos o más. Son más livianos y tienen menos volumen que baterías de plomo. La gran desventaja actual es el alto precio inicial (aprox. cuatro veces de una batería de plomo) y cargarlas es poco más delicado. Por su alta cantidad de ciclos y consecuente larga vida, pueden ser económicamente rentables.¹⁵

¹⁴ <http://deltavolt.pe/energia-renovable/baterias>

¹⁵ Deltavolt SAC. (2015). *Delta volt, energía renovable*. Obtenido de <http://deltavolt.pe/energia-renovable/baterias>

Normalmente al adquirir una batería se especifica en esta la capacidad de corriente que puede utilizar, esto dado en Amphr proporciona la cantidad de corriente que puede ser entregada por la batería en una hora, lo anterior se conoce como razón “C”. Suele ser confundida y utilizada para indicar la capacidad de almacenamiento de energía, pero esto se torna incoherente ya que no se está teniendo en cuenta el estado de la celda y el voltaje de la batería. Con este valor de corriente se puede medir, en Culombios, la cantidad de carga transferida (Q), esto multiplicando la carga especificada en Amphr (I) por el tiempo (t) que dura esta transferencia en segundos, ósea una hora, 3600 segundos, con la ecuación 1 mostrada a continuación. Así podemos saber la cantidad de carga cuando se tiene una celda completamente cargada.

Ecuación 1. Carga de batería

$$Q = I * t$$

Para medir la cantidad de energía que contiene una batería se tiene que tener en cuenta el voltaje, y no pretender que la capacidad en culombios o Amphr nos den una real medida de la energía. Así la energía contenida en una batería es especificada en Watthora o miliWatthora (E) y se puede obtener de la ecuación 2 donde se multiplica el voltaje de la celda (v) por la capacidad de carga de esta en Amphr (I).

Ecuación 2. Energía de batería

$$E = v * I$$

Teniendo en cuenta lo anterior, a continuación en la tabla 1 se relacionan diferentes tipos de baterías, suponiendo una resistividad de la batería de 2 ohms para entregar la carga contenida, ya que así se podrán apreciar mejor los parámetros que se deben tener en cuenta cuando se desea realizar la conexión de estas a una red de distribución.

Tabla 1. Tipos de batería y sus características eléctricas.

| Battery Type | Cell Voltage (Volts) | AmpHour Capacity (Ah) | Charge Capacity (Coulombs) | 2 Ohm Load Current (Amps) | Discharge Time (Minutes) | WattHour Capacity (Wh) | Energy (Joules) |
|------------------------|----------------------|-----------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------|------------------------|-----------------|
| Lead Acid | 2 | 2 | 7,200 | 1 | 120 | 4 | 14,400 |
| Nickel Cadmium | 1.2 | 2 | 7,200 | 0.6 | 200 | 2.4 | 8,640 |
| Nickel Metal Hydride | 1.2 | 2 | 7,200 | 0.6 | 200 | 2.4 | 8,640 |
| Lithium Cobalt | 3.7 | 2 | 7,200 | 1.85 | 64.9 | 7.4 | 26,640 |
| Lithium Iron Phosphate | 3.2 | 2 | 7,200 | 1.6 | 75 | 6.4 | 23,040 |

Fuente: <http://www.mpoweruk.com/beginners.htm>

Se puede observar que la energía entregada por una batería es directamente proporcional a las variables de voltaje y carga, las cuales nos entregan un régimen de funcionamiento para ser conectado a otros dispositivos, pero no con la capacidad de la batería, puesto que al tener la misma razón “c” la carga permanece constante pero no la cantidad de energía entregada. Además el tiempo de descarga es inversamente proporcional a la energía entregada ya que los minutos de descarga son más altos en baterías donde su energía es baja como las de níquel-cadmio y son bajos, como en las de litio-cobalto, puesto que su consumo de energía es muy alto.

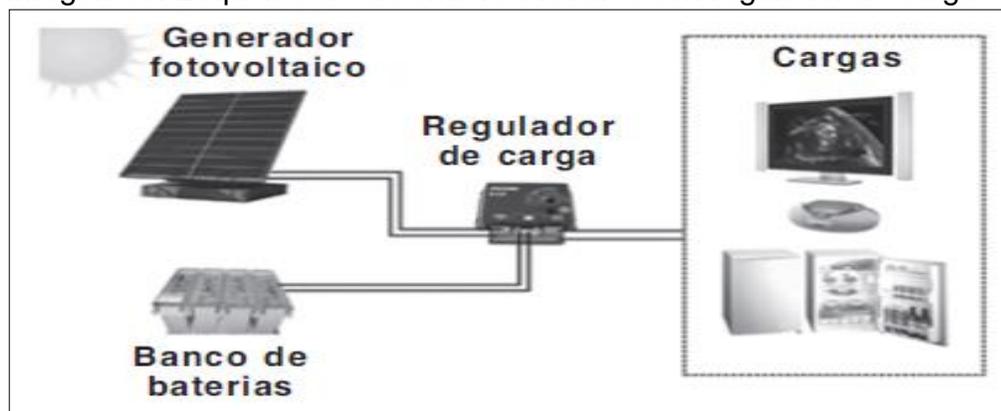
2.4.2 Regulador de carga. Un regulador de carga se encarga de controlar la tensión de corriente en un sistema eléctrico para regularla hasta un valor nominal, para que dispositivos como baterías, controladores eléctricos, inversores, entre otros, funcionen con valores constantes de tensión, preferiblemente los indicados por el fabricante de los dispositivos, obteniendo un régimen de funcionamiento fijo y un alargamiento en el tiempo de mantenimiento de los circuitos e integrados.

“La función de un regulador de tensión es proporcionar una tensión estable y bien especificada para alimentar otros circuitos a partir de una fuente de alimentación de entrada de poca calidad; después del amplificador operacional, el regulador de tensión es probablemente el circuito integrado más extensamente usado. Además, deben ser capaces de proporcionar corrientes de salida desde unas decenas de miliamperios, en el caso de reguladores pequeños, hasta varios amperios, para reguladores grandes.”¹⁶

Para sistema de generación eléctrica, como sistemas fotovoltaicos, los reguladores de carga están conectados a la entrada al sistema de generación de energía y al banco de batería y a la salida a los dispositivos de carga y al banco de baterías. El regulador se conecta de salida y entrada al banco de baterías debido que se debe gestionar la cantidad de energía eléctrica para la carga de la batería, como también la cantidad de carga que suministran las baterías a los dispositivos externos.. Esto quiere decir que el regulador se posiciona como el elemento más importante en el sistema de distribución de energía eléctrica y se debe tener certeza, al hacer el diseño del sistema de generación, las variables de funcionamiento de este.

¹⁶ Tobajas, M. C. (2000). *Instalaciones solares fotovoltaicas*. Cano Pina

Imagen 31. Esquema de sistema fotovoltaico con regulador de carga



Fuente: Deltavolt SAC. (2015). *Delta volt, energía renovable*.
Obtenido de <http://deltavolt.pe/energia-renovable/baterias>

Se pueden encontrar dos clases de reguladores, en serie y en paralelo o de conmutación.

Los reguladores en serie regulan la caída de tensión en el sistema mediante el consumo de energía por medio de un transistor de potencia que está conectado en serie entre la entrada no regulada y la carga. Debido a que el transistor debe consumir energía continuamente, este dispositivo tiende a ser muy ineficiente. Con una eficiencia que no sobrepasa el 20%, solo resulta eficiente para aplicaciones de baja potencia (<5W).¹⁷

Los reguladores en paralelo o conmutadores utilizan un transistor de potencia como conmutador de alta frecuencia para realizar el consumo de energía en pequeñas proporciones. Ya que el transistor consume pequeños paquetes de carga transferidos desde la entrada se utilizan un filtro inductivo y capacitivo de tan forma de que la señal sea continua. Así al ser utilizado como conmutador y debido a su bajo consumo de potencia puede llegar a presentar eficiencias del 80%, además son más pequeños y ligeros. La desventaja es que puede presentar pequeños rizados en la señal de salida y el sistema se puede tornar más complejo. Se utilizan en sistemas digitales donde se necesita la alta eficiencia y el peso bajo, y no un rizado de salida pequeño.¹⁸

Para obtener una mejor eficiencia en sistemas donde las necesidades se alternen según las ventajas de cada tipo de regulador, se acostumbra a utilizar reguladores conmutadores, seguidos de reguladores en serie, para obtener un voltaje mejor regulador, sin tanto consumo de potencia eléctrica, y una señal de formas más continua.

¹⁷ Deltavolt SAC. (2015). *Delta volt, energía renovable*. Obtenido de <http://deltavolt.pe/energia-renovable/baterias>

¹⁸Op. cit.

3. PARAMETROS BASICOS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Habiendo realizado un bosquejo general del funcionamiento del proceso para la generación eléctrica por medio del trabajo realizado en las bicicletas elípticas y estáticas, y tomando en cuenta los mecanismos propuestos para realizar el mejoramiento u optimización de este, se necesita definir claramente las características funcionales del sistema que se desea diseñar. Por eso el desarrollo de este capítulo tendrá como objetivo definir y aclarar las especificaciones y parámetros funcionales que se deben tener en cuenta para seleccionar los mecanismos pertinentes del proceso de conversión, y poder desarrollar el diseño de la alternativa.

Para empezar, se debe tener en cuenta que las bicicletas estática y elípticas basan su funcionamiento en sistemas mecánicos de rotación, ya que el objetivo de la utilización de estas máquinas es la imitación del movimiento que se realiza, en el caso de la bicicleta estática al usar una bicicleta móvil, y en el caso de la bicicleta elíptica al efectuar el ejercicio de trote. Así se puede determinar que el mecanismo que se tiene que utilizar para controlar y optimizar el proceso debe realizar este mismo patrón de movimiento, por eso el sistema de transmisión de potencia mecánica por rotación, ya sea de transmisión por bandas, correas, cadenas o engranes, se convierte en la opción más viable para el diseño que se quiere proponer.

Para facilitar la comprensión y la identificación de los requerimientos funcionales para el posterior diseño, se dividirá el proceso de producción de energía eléctrica en tres etapas: la primera etapa comprende el sistema mecánico de las bicicletas estática y elíptica, además del trabajo hecho por el usuario para el funcionamiento de estas; la segunda etapa abarca el diseño mecánico que se analiza y diseñar para la optimización y el mejoramiento del proceso actual de producción de energía eléctrica por medio de estas máquinas de gimnasio; y en la tercera etapa se encuentra el sistema de generación eléctrica, el cual comprende desde el generador, que convierte la energía mecánica en eléctrica, hasta la red de distribución y control de esta energía.

3.1 PRIMERA ESTAPA: SISTEMA DE PRODUCCION MECANICA

La primera etapa se caracteriza por utilizar sistemas de transmisión de rotación para el funcionamiento del ejercicio, esto, en el caso de la bicicleta estática, se realiza por medio de transmisión por bandas, donde hay una polea conductora, que en este caso sería la que recibe el trabajo del usuario que usa la maquina por medio de los pedales, y una conducida, que es solidaria a una rueda de inercia, donde se controla, por medio de mecanismos de frenado, la rotación del sistema completo. En el caso de la bicicleta elíptica su funcionamiento se basa en la utilización de barras rígidas unidas por articulaciones que a su vez se encuentran

unidas a un volante, el cual convierte el movimiento lineal de estas en movimiento rotacional. La estructura de trabajo en estas máquinas está definida por el diseño de fábrica y su modificación debe estar basada en parámetros técnicos estipulados por el fabricante. A continuación se analiza las características de funcionamiento de las máquinas propuestas para tener en cuenta durante el desarrollo del diseño.

3.1.1 Factor humano. Este es el principio de la producción de energía eléctrica, donde el usuario realiza el ejercicio por medio del trabajo hecho mediante el movimiento de los mecanismos en las máquinas. En promedio un adulto, sin distinguir sexos, puede aplicar una fuerza de 30 kgf, es decir 294,2012 N. Para una bicicleta donde se puede encontrar una biela que en promedio puede medir 20 cm, el par producido sería de casi 60 Nm. Si suponemos que la biela se mueve a una velocidad angular de 1 revolución por segundo obtenemos que la energía producida con estas condiciones sería de más o menos 370 W. Estos cálculos caben en el hecho de que un ser humano promedio puede llegar a producir una potencia mecánica entre 270 W y 400 W¹⁹.

En el proyecto de resolución publicado por el ministerio de salud y protección social de Colombia en el 2015, donde se establecen las recomendaciones de ingesta de energía y nutrientes para la población colombiana, se encuentra dos tablas detalladas donde se especifican los requerimientos promedios de energía necesaria para realizar ejercicios en tres niveles (actividad física ligera, moderada y vigorosa), para hombres y mujeres mayores de 18 años, encontrados en el anexo A. Estas tablas proporcionan la cantidad de energía por día recomendada para hacer diferentes tipos de ejercicio según el peso de la persona que lo realiza. Los valores límites de las tablas en conjunto se tomarán para proporcionar un rango de cantidad de energía que cualquier usuario puede entregar al realizar ejercicio ya sea en una bicicleta estática o en una elíptica. Además unos valores intermedio los cuales darán un bosquejo del cambio de energía según la proporción física y la regularidad de ejercicio del usuario.

Teniendo en cuenta lo anterior el valor mínimo de energía (llamada así en las tablas pero refiriéndose a la potencia energética del cuerpo) que se puede encontrar en estas dos tablas es de 1550 Kcal/día en una mujer con un peso de 45 Kg y una actividad física ligera, y el valor máximo es de 4500 Kcal/día en un hombre de 90 Kg y una actividad física vigorosa. Estos dos datos nos dan un rango de potencia mecánica de 75,11 a 218,06 Watts que puede llegar a proporcionar una persona del común con un régimen de alimentación bueno según el tipo de ejercicio que este habituado a realizar.

¹⁹ Nuñez Rodríguez, C. F., & Oswaldo, F. R. (2011). Diseño de un sistema de generación eléctrica a partir de bicicletas estáticas. Bucaramanga, Santander, Colombia.

Remitiéndose a otras fuentes teóricas y más específicas en el tema de la bicicleta se encuentra libros como “Alternativas de transporte en América Latina: la bicicleta y los triciclos” donde se realiza un extenso análisis sobre las características y el funcionamiento de las bicicletas comunes. En el capítulo séptimo de este texto se puntualiza en la cantidad de potencia que una bicicleta puede suministrar, basándose en referencias bibliográficas y análisis cualitativos de las variables que puede presentarse al utilizar una bicicleta normal, donde se señala lo siguiente:

“Como regla general se puede afirmar que las labores que pueden realizarse con una bicicleta o mecanismos relacionados y por periodos considerables de tiempo, se restringen a aquellas que necesitan cantidades de potencia que no sobrepase los 75 vatios. Si la labor se hace por un periodo muy corto de tiempo, la potencia puede ser alrededor de 300 vatios”²⁰

El comentario hecho por el autor hace referencia a la utilización de bicicletas comunes donde hay unas variables a tener en cuenta como, la resistividad al movimiento provocada por el suelo, la resistividad del viento o las características físicas propias de la bicicleta, el peso o la longitud de la manivela, entre otras, podemos inferir que, ya que en una bicicleta estática no se presentan algunas de estas variables que consumen energía de la persona, debido a la característica del ejercicio y el ambiente donde se realiza, la potencia que el usuario emplea tiene ser mayor a los regímenes expuesto por el autor.

Por lo anterior mostrado se puede afirmar que un diferencial de potencia mecánica aceptable para el diseño del mecanismo de optimización del proceso de producción eléctrica por medio de una bicicleta estática y elíptica, debe ser de 75 a 400 watts.

3.1.2 Factor de diseño. Las personas que utilizan este tipo de máquinas buscan en ellas versatilidad en cuanto a la exigencia de ejercicio que puede realizar en ella, por esto actualmente estas máquinas vienen configuradas para manejar diferentes tipos de regímenes de trabajo, que se adapten a la necesidad física del usuario.

La mayoría de estas realizan el cambio de régimen mediante la utilización de un freno mecánico o magnético, el cual se encarga, mediante fricción, de ejercer una fuerza contraria al movimiento del tripulante, con lo cual se pueden configurar niveles de esfuerzo que se asemejen al trabajo realizado, por ejemplo, en una pendiente pronunciada o en trayectos rectos. El problema que presenta este tipo de mecanismo de variación es que hay una pérdida de energía mecánica ejercida por el usuario, debido a la fricción entre el volante y el freno, la cual se transforma

²⁰Navarro, R., Heierli, U., & Beck, V. (1985). *Alternativas de transporte en América Latina: La bicicleta y los triciclos*. Suiza: SKAT.

en energía calórica liberada y sin una utilización posterior. Así que el diseño en esta etapa debe tener en cuenta la eliminación de este sistema.

Además de esto, hay que tener en cuenta que el volante de inercia es una parte fundamental en estas máquinas, ya que su función principal es almacenar la energía cinética producida por el tripulante para que al realizar un cambio de ritmo no se pierda la velocidad que ha adquirido el sistema durante el desarrollo del ejercicio. También hay que precisar en el hecho de que un volante de inercia basa su funcionamiento en la velocidad angular adquirida y no en el torque proporcionado al sistema, así que su utilización debe ser en un lugar del sistema donde se desee conservar la velocidad más que el torque, debido a esto quizás se requiera tomar este mecanismo e incluirlo en otra parte del mecanismo donde se necesite.

3.1.3 Costos. Ya que se van a tener en cuenta dos referencias de bicicleta estática y elíptica realizar una modificación en el sistema ya encontrado en estas máquinas implicaría un aumento en el costo de fabricación posterior, pero aún más importante una reducción en la garantía que provee el fabricante para estas máquinas. Por esto si se realizara cualquier modificación física a las máquinas, se deberá tener en cuenta este factor como punto importante a la hora de elegir la alternativa.

3.2 SEGUNDA ETAPA: SISTEMA DE CONTROL MECANICO

La segunda etapa se relaciona con el sistema mecánico propuesto en el desarrollo de este trabajo. Este diseño debe atender a los requisitos y parámetros de diseño tomados del anterior análisis en cada una de las etapas anterior y posterior a esta, que trabajan en conjunto para que la producción de energía eléctrica sea óptima, esto con el fin de contribuir al aprovechamiento completo de la energía que se produce en las máquinas de gimnasio escogidas. Para esto se deben tener en cuenta las siguientes apreciaciones.

El diseño en esta etapa tiene que estar basado en una función, que en las bicicletas elípticas y estáticas es realizada por el freno ubicado en la rueda de inercia, pero que debido a las pérdidas generadas por la conversión de la energía mecánica en calórica en este, el conjunto debe ser cambiado por otro elemento cuyo fin sea el aprovechamiento eficiente de la mayor cantidad de energía mecánica producida por el usuario.

Así, la función del sistema a diseñar sería la de asemejar el esfuerzo realizado por un deportista que monta cicla o que trota debido a los cambios de inclinación en el terreno por el cual transita. El freno logra esto mediante la acción de la fuerza de fricción que se opone al movimiento de la rueda, creada por el roce entre la esta y dos partes estáticas del mecanismo del freno. Así, al igual que el freno, el

mecanismo a diseñar debe aplicar una fuerza adicional al sistema que dificulte el movimiento según el gradiente de inclinación que desee el usuario, para que este tenga que aplicar una fuerza mayor para mover el conjunto.

3.3 TERCERA ETAPA: SISTEMA DE CONVERSION MECÁNICA-ELÉCTRICA

En la tercera etapa encontramos el sistema de generación. Este está conformado esencialmente por un generador eléctrico que realiza el proceso de conversión de energía mecánica a eléctrica, además de dispositivos de control y distribución eléctricos para realizar un adecuado uso de la energía producida. Todos los generadores y dispositivos eléctricos que se encuentran en el mercado están normalizados y deben atender su funcionamiento a unos parámetros dispuestos por el fabricante. Para escoger los dispositivos correctos para la adecuada utilización de energía se deben tener en cuenta los siguientes parámetros:

3.3.1 Rango de potencia mecánica. Teniendo en cuenta el análisis teórico preliminar de la energía producida por una persona al realizar cualquier ejercicio en la bicicleta estática y elíptica, se puede afirmar que, el generador requerido debe tener una potencia máxima entre 300 y 400 watts, y una mínima entre 20 y 75 watts, ya que debe manejar amplias variaciones de la velocidad angular y el torque, debido al comportamiento variable de la fuerza que puede entregar el usuario. Estos dos parámetros, la velocidad angular y el torque, se deben tener en cuenta para la selección del generador eléctrico ya que son características nominales presentes en las fichas técnicas de los generadores eléctricos, además de ser variables que definen tanto la energía mecánica que se requiere convertir, como al ser convertida, los parámetros eléctricos primordiales para el funcionamiento del sistema de generación y distribución tales como el voltaje y la corriente.

Así, tener claro los rangos de comportamiento de estas variables pondrá en evidencia las características de funcionamiento de cada uno de los mecanismos del sistema a diseñar y las características nominales del generador. El régimen de trabajo del generador ira basado en el comportamiento del sistema mecánico a diseñar.

3.3.2 Control de la energía eléctrica. El sistema de generación debe controlar la fluctuación del voltaje y la corriente aunque haya un control y una reducción del rango de variación con respecto al tiempo en el sistema mecánico de control, esto con el fin de que la energía sea transmitida conforme a las características de las cargas conectadas al sistema.

Para lo anterior, se debe utilizar un regulador capaz de normalizar la salida de voltaje y corriente del generador independientemente del valor con el que el generador la disponga, para que sean suministradas a un banco de baterías con

una capacidad igual o mayor a la cantidad de energía producida por una persona de gran capacidad física en una hora, es decir alrededor de 400 watts, que, además sería la máxima cantidad de energía que produce el generador.

3.3.3 Tipo de señal eléctrica. Ya sea de corriente directa o de corriente alterna la selección del tipo de generador que se utilice, afectara la selección de los tipos de equipos eléctricos que se necesitan para adecuar el voltaje o la corriente, para así poder entregar una adecuada potencia a las cargas conectadas al sistema.

4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

A continuación se plantean las diferentes alternativas posibles para la ejecución del diseño y se valoran dependiendo de los requerimientos y parámetros funcionales en cada etapa, para al final seleccionar la opción que proporcione las mejores características para que la producción de energía por medio de bicicletas estáticas y elípticas sea la más óptima. Las alternativas se evalúan respecto a las condiciones dadas de diseño dentro de la cual se dispone un sistema de evaluación de alternativas, con la cual se selecciona la opción más adecuada que se acomode a las necesidades y exigencias del diseño.

4.1 SISTEMA DE EVALUACION DE ALTERNATIVAS

La selección de la alternativa óptima para el diseño se hace a partir de una división en subconjuntos, en cada una de estas se da alternativas para el desarrollo más adecuado de cada uno. Se realiza por medio de un sistema de evaluación de cada una de ellas, en la cual se da una calificación que tendrá una ponderación detallada en una matriz ordenada. Después de esto se hace la selección de cada alternativa para al final tener el conjunto del diseño.

Cabe aclarar que la selección del primer subconjunto es determinante para la selección del segundo subconjunto y así sucesivamente hasta finalizar la selección de cada uno de estos.

El sistema de selección tendrá una evaluación realizada por medio de una puntuación que va desde 1 hasta 10 (1 como la peor calificación y 10 como la mejor) asignada según criterio de los ingenieros, y que a su vez será multiplicada por un número que representa la importancia de cada uno de los factores evaluados. Al final se realiza una sumatoria de los valores por criterio y el de mayor puntaje será la alternativa más factible para realizar el diseño.

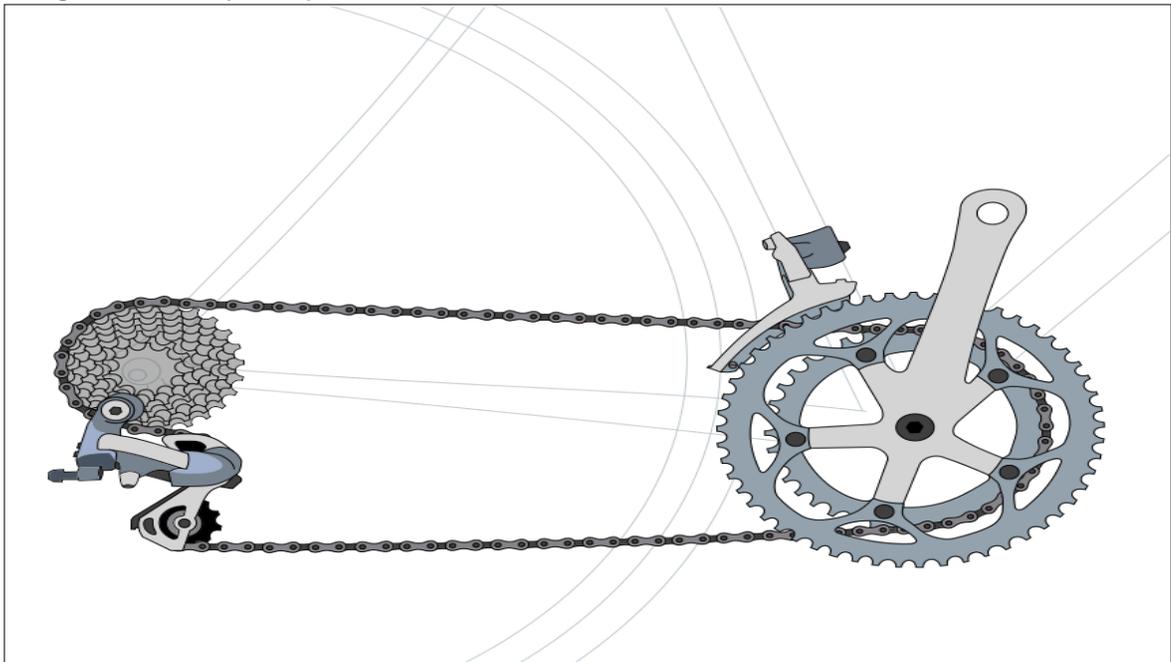
4.2 ALTERNATIVAS PARA LOS NIVELES DE ESFUERZO

A continuación se muestran las alternativas de diseño para sustituir el freno de fricción que normalmente realiza la función del cambio de niveles de esfuerzo en estas máquinas. Así cada una de las alternativas atenderá dicha función, además de presentar características óptimas de mantenimiento, costos, pérdidas por rozamiento y control preciso.

4.2.1 Primera alternativa para el cambio de niveles de esfuerzo. Sistema de cambios mecánicos para piñón-cadena. Este mecanismo está compuesto dos conjuntos de catarinas o piñones, unos conducidos y otros conductores, que están conectados entre sí por medio de una cadena que realiza la función de transmisor de potencia.

El cambio de relación entre los piñones se hace por medio de un desviador mecánico que empuja la cadena perpendicularmente al movimiento de esta para que cambie de plato ya sea el conducido o el conductor. Aunque se puede trabajar con un conductor y varios conducidos, la mayoría de sistema como los de las bicicletas utilizan dos cambios, uno para cada conjunto de piñones. Hay que tener en cuenta que en todo momento la cadena debe estar tensa para que pueda engranar con los dientes de los discos y así transmitir el movimiento, para esto se utiliza un tensor de cadena. En la imagen 32 se muestra la disposición de un sistema de cambios para piñón cadena, comúnmente utilizado en las bicicletas.

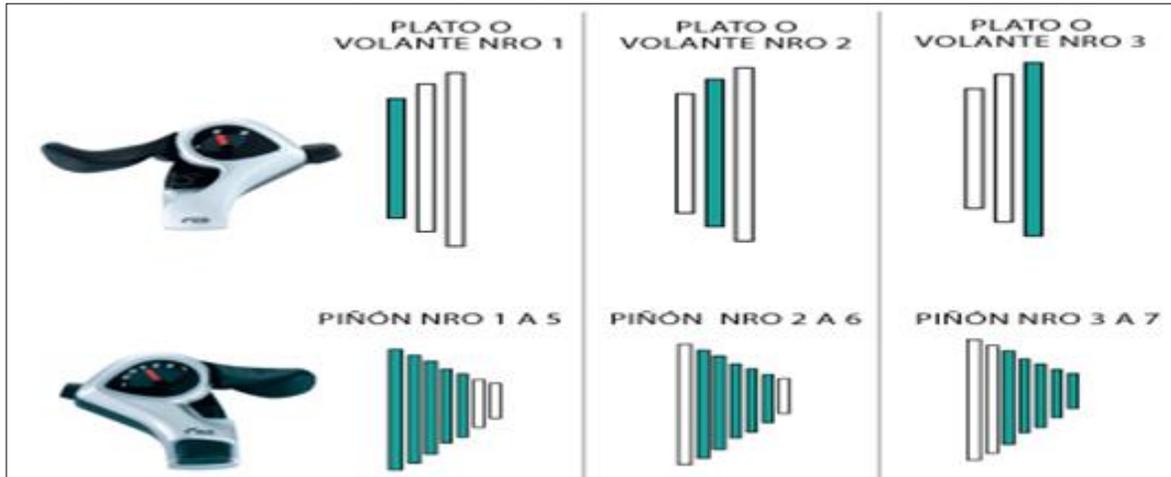
Imagen 32. Conjunto piñón-cadena utilizado en bicicletas.



Fuente: <http://elpedalier.com/ajustre-trasero-de-la-mtb/>

El sistema de cambios puede ser de accionamiento eléctrico o mecánico. Cuando se cuenta con cambios de conductor y conducido el desviado de la parte trasera viene en conjunto con el tensor de línea para que siempre este engranando con la cadena de transmisión y la arrastre para cambiar de piñón. El desviador de la parte delantera trae un elemento de alineación que cubre la cadena y realiza un movimiento perpendicular a esta para rozar y forzar su movimiento. Se debe tener en cuenta que la cadena a pesar de ser un elemento flexible, el movimiento de desviación para engranar un piñón puede dejar con un gran ángulo de transmisión de potencia el plato y el piñón, ocasionando que a la hora del movimiento la cadena tenga que esforzarse más, haya desgaste en las uniones de sus eslabones, se haga una transmisión no tan eficiente y ocasionen ruidos por el roce de los dientes al engranar con la cadena y el desviador con la cadena. Por esto se debe hacer un buen acople entre los platos y los piñones, tal y como se muestra en la imagen 33.

Imagen 33. Modo de acople del plato y el piñón.



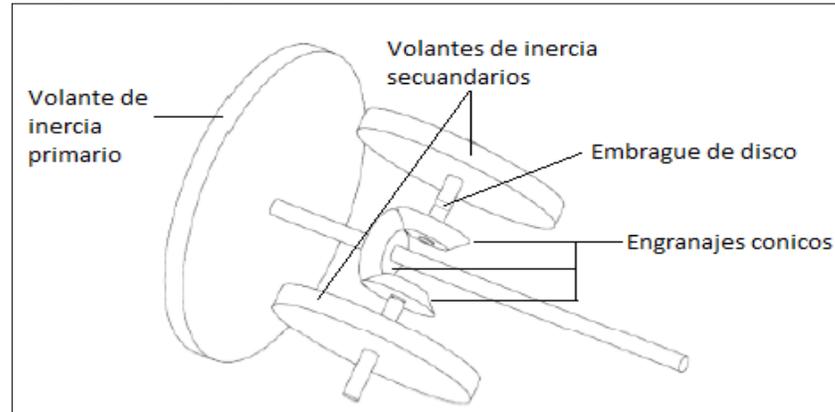
Fuente: <http://newindie.org/los-cambios/>

Se relaciona el sistema propuesto con un sistema de transmisión de una bicicleta, puesto que es el sistema de transmisión con cambios de bajas velocidades, más sencillo y eficiente encontrado en el mercado.

4.2.2 Segunda alternativa para el cambio de niveles de esfuerzo. Sistema de ruedas de inercia con cambio mediante embrague. Este sistema funciona mediante el acople o desacople de diferentes ruedas de inercia por medio de un sistema mecánico de embragues, que aumenta el peso a mover y así la resistencia del conjunto que se opone a la transmisión del movimiento desde el usuario hasta el generador.

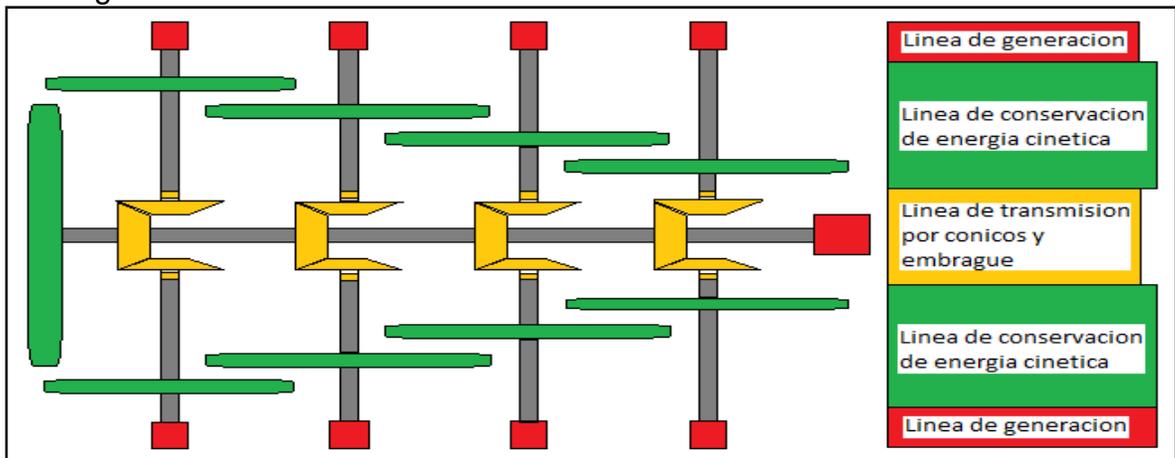
El mecanismo se compone de un eje central que conecta un volante de inercia principal, que brinda la primera resistencia por peso del sistema, también esta acoplado a los conjuntos de engranajes cónicos, que transmitirán la potencia mecánica a cada uno de los ejes de los volantes de inercia secundarios. Los volantes de inercia secundarios se conectarían al árbol central mediante un embrague de disco, cuando se realice el cambio de nivel de resistencia, para transmitir la potencia desde los engranajes cónicos hasta los generadores. Se usarían engranajes cónicos para cambiar de dirección el eje, puesto que las ruedas de inercia ocupan considerable espacio y si son paralelas a la rueda de inercia principal podrían chocar con el eje principal, lo que implica una reducción de su tamaño, que afectaría el desempeño de su tarea. Así la disposición de los volantes sería como la mostrada en la Imagen 34.

Imagen 34. Esquema de sistema de volantes de inercia.



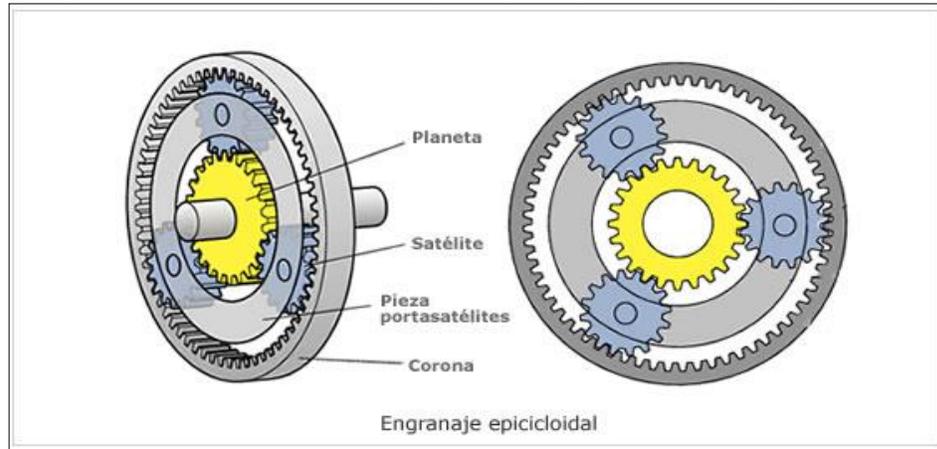
Ya que las ruedas de inercia son mecanismos que permiten la conservación de la energía cinética y no estarían acopladas siempre al árbol central, en el caso de que se esté utilizando un marcha de resistencia alta y se pase a una menor, cada una estaría conectada a un generador directamente para aprovechar la energía de las ruedas, como se muestra en la imagen 35, donde hacen parte de una línea de generación incluyendo el generador principal del volante primario. Además la distancia de las ruedas de inercia va disminuyendo respecto al eje principal, para que el mecanismo sea más compacto.

Imagen 35. Esquema de distribución del sistema de ruedas de inercia y embragues



4.2.3 Tercera alternativa para el cambio de niveles de esfuerzo. Sistema de cambios con trenes epicicloidales. Este sistema se compone de conjunto de engranajes epicicloidales o planetarios, en los cuales se pueden encontrar diferentes tipos de movimientos entre la corona, los satélites y el planeta, dependiendo de la relación de transmisión que se desee, como se muestra en la imagen 36.

Imagen 36. Mecanismo de engranajes epicicloidales o planetarios



Fuente:<http://ciclo4to.blogspot.com.co/2012/05/trendengranaje.html>

Este sistema consta de varios trenes epicicloidales simples unidos entre sí para formar diferentes relaciones transmisión entre la salida y la entrada. El acople de los engranes según la marcha que se desee se hace por medio de embragues que acoplan o desacoplan los ejes de los mecanismos rodantes y permiten o no el movimiento circular relativo de cada uno de los componentes con el elemento asociado.

4.2.4 Selección de alternativa para los niveles de esfuerzo. Para poder realizar la selección de la alternativa, se tiene en cuenta los siguientes factores.

- Niveles de ejercicio: Para que el usuario tenga una experiencia más amplia al realizar ejercicio en cualquiera de las dos máquinas y se puedan atender diferentes requerimientos físicos personales de estos, se requiere que el sistema tenga dos o más niveles de esfuerzo, entre más tenga la alternativa va a ser más viable.
- Perdidas por rozamiento: Este mecanismo debe poseer muy pocas pérdidas por rozamiento, atendiendo al problema que presenta el freno mecánico de pérdida de gran cantidad de energía para seleccionar los diferentes tipos de marchas y al objetivo de este que es la sustitución completa.
- Mantenimiento: La vida útil de este componente debe de ser alta, ya que es un mecanismo fundamental y sin él, el sistema completo quedaría inservible, así que requiere de una observación y control constante, para que funcione correctamente. Así, la reducción del mantenimiento periódico reduciría los costos finales de inversión.
- Tamaño: El mecanismo debe ser compacto, para que en sumatoria con los demás mecanismo no tenga problemas de ubicación y transporte el usuario.

- Costos: Los materiales con los que se realice el dispositivo deben ser de bajo costo para no afectar los costos finales y así reducir el tiempo de ganancias.

En la siguiente tabla se presenta las bases cualitativas de cada alternativa, de acuerdo con los factores que se mencionaron anteriormente. En esta tabla se podrá encontrar una clasificación por colores para identificar que ítem es muy apto, apto y no tan apto, con los colores amarillo, gris y blanco respectivamente.

Cuadro 1. Selección cualitativa de alternativas para niveles de esfuerzo

| Selección cualitativa de alternativas para niveles de esfuerzo | | | |
|--|---|--|---|
| Factores | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |
| Niveles de ejercicio | Los niveles de ejercicio se dan por medio de la selección de pares de catarinas, las cuales se cambian por medio de un desviador que mueve la cadena entre el conjunto de conducidos y de conductores | El cambio de etapas de trabajo en este mecanismo se realizaría por medio de la activación de embragues que acoplen un eje central a los ejes secundarios que trabajan solidarios a una rueda de inercia y a un generador, y pueden ir distribuidos a los largo del eje en pares de engranajes cónicos. | La selección de los niveles en este mecanismo se hace por medio de embragues que acoplan de diferentes forma los planetas, los satélites y las coronas del sistema, cada tren planetario maneja 4 niveles y entre más trenes se acoplen más niveles de resistencia se podrán crear. |
| Perdidas por rozamiento | La cadena de transmisión al ser cambiada de piñón sufre rozamiento que puede disminuir la vida útil del mecanismo | El acople del eje primario y secundario al realizarse mediante embragues presenta niveles de rozamiento altos en un tiempo muy corto mientras el conjunto gira solidario. El rozamiento de los dientes de los engranes cónicos puede elevar el índice de pérdidas por rozamiento. | El rozamiento entre los dientes de los planetas, satélites y coronas presentan rozamiento constante, además de los embragues en el momento de acoplarse para realizar el cambio de configuración |

Cuadro 1. (Continuación)

| Selección cualitativa de alternativas para niveles de esfuerzo | | | |
|--|--|---|--|
| Factores | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |
| Mantenimiento | Su mantenimiento es sencillo la cadena no necesita lubricación constante y limpieza moderada, pero el ajuste del desviador y del tensor debe ser manual y periódico, ya que son mecanismos sensibles a desacomodarse | Los engranes cónicos necesitan lubricación constante, igual que los embragues, además se debe realizar un cambio de discos de embragues periódicos debido al desgaste presentado por el rozamiento. | El mecanismo debe tener una buena lubricación constante, ya que del trabajo entre engranajes es la base del funcionamiento de este. Los embragues necesitan un cambio periódico de discos a causa del desgaste por rozamiento. Seguramente necesitara un mantenimiento preventivo. |
| Tamaño | Al ser un mecanismo muy sencillo el espacio que necesita para desarrollar el trabajo es pequeño, ya que las catarinas son delgas | Las ruedas de inercia suelen ser mecanismos de tamaño considerable y se deben utilizar para cada cambio de nivel una rueda diferente. | Los trenes de engranes epicicloides suelen ser de tamaño reducido, ya que el acople entre sus partes se hace alrededor de una corona que alcanza el diámetro máximo del mecanismos y su ancho lo dan la continuidad de trenes que se utilicen. |
| Costos | El costo que maneja esta alternativa es bajo, debido a que sus componentes no son complejos en estructura y solo la utilización de una línea eléctrica para la activación de los desviadores aumentaría su costo | Cada rueda de inercia que se utilice en cada nivel de trabajo tiene un generador para aprovechar la energía conserva la rueda, esto aumentaría los costos | Al ser un mecanismo compacto, su mecanizado debe ser muy preciso, además de que sus componentes deben estar engranados a la perfección para que todo el conjunto se mueva en sincronía, independiente de la configuración que se utilice. |

En la siguiente tabla se muestra una evaluación cuantitativa de los factores que se tiene en cuenta para la selección de este mecanismo

Tabla 2. Selección cuantitativa de alternativas para niveles de esfuerzo

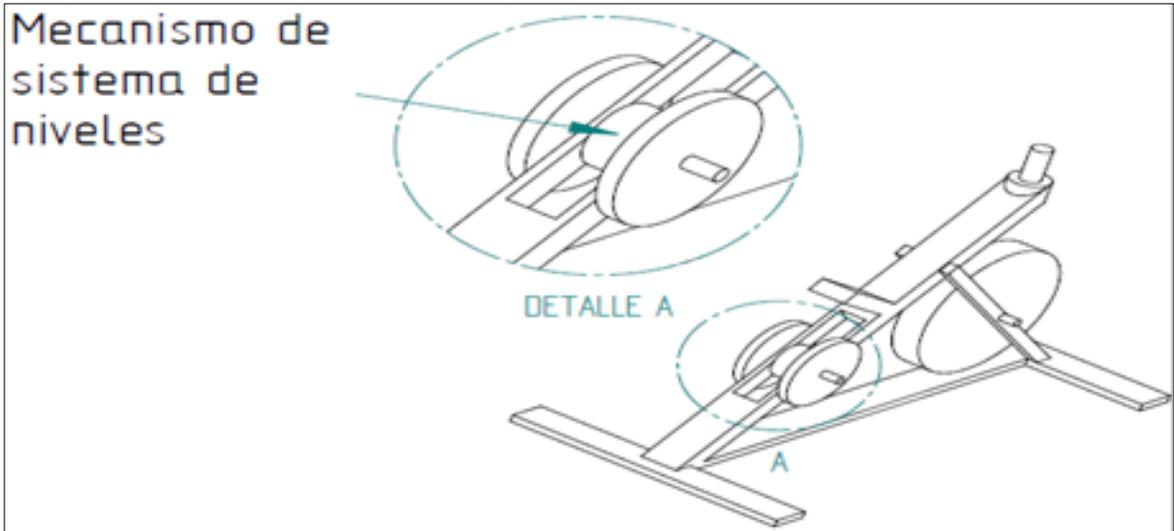
| Selección cuantitativa de alternativas para niveles de esfuerzo | | | | | | | | | | | |
|---|----------------------|----------|-------------------------|----------|---------------|----------|--------|----------|--------|----------|-------|
| | Niveles de ejercicio | | Perdidas por rozamiento | | Mantenimiento | | Tamaño | | Costos | | Total |
| Importancia | 10 | | 10 | | 7 | | 8 | | 6 | | |
| Alternativa | | Imp* cal | | Imp* cal | | Imp* cal | | Imp* cal | | Imp* cal | |
| 1 | 5 | 50 | 5 | 50 | 7 | 49 | 6 | 48 | 8 | 48 | 245 |
| 2 | 5 | 50 | 4 | 40 | 4 | 28 | 3 | 24 | 5 | 30 | 172 |
| 3 | 9 | 90 | 6 | 60 | 7 | 49 | 10 | 80 | 7 | 42 | 321 |

4.3 ALTERNATIVAS ACOUPLE MAQUINA AL SISTEMAS DE NIVELES

Teniendo en cuenta el sistema de niveles escogido, se optó por buscar la forma de acoplarlo a la máquina, a continuación se muestra tres alternativas y se escogerá la óptima para el diseño.

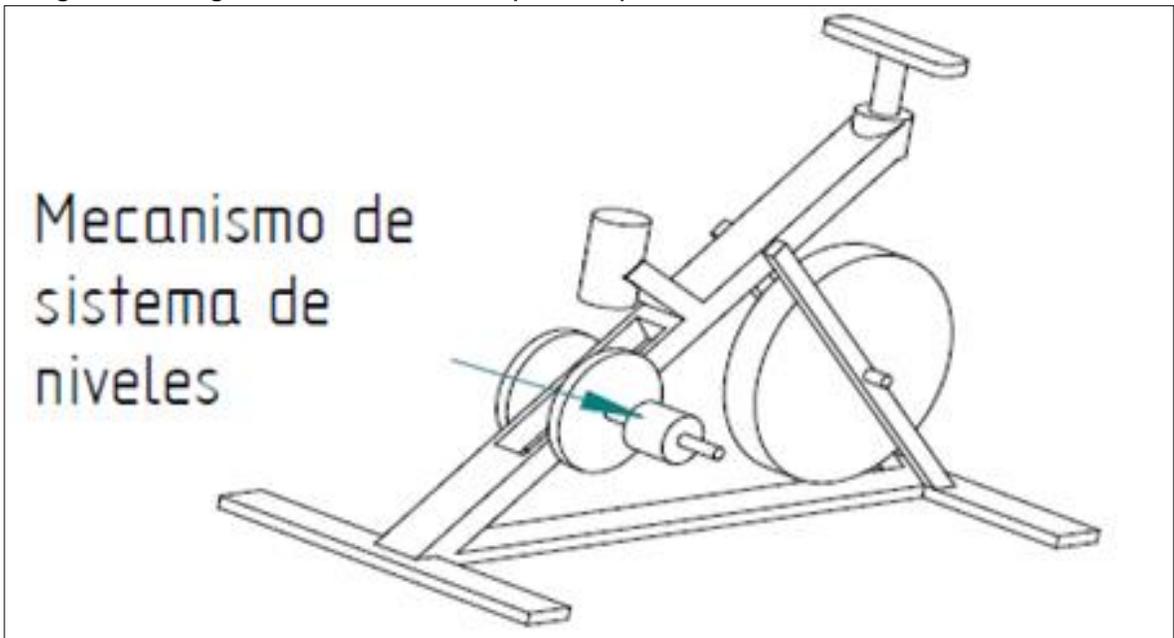
4.3.1 Primera alternativa acople maquina al sistemas de niveles. Acople directo al eje (interno). Este acople va situado en el eje, en el espacio que va de un pedal al otro como se muestra en la imagen 37. Este tipo de acople tiene como ventajas que va dentro del sistema de conexión de los pedales al de la rueda de inercia, otra es que ahorra espacio por la disposición en la que se encuentra, el sistema de niveles funciona de una vez en el eje de los pedales haciendo una mayor eficiencia en la resistencia que se desea. Como desventajas se tiene que hacer modificación a la máquina para la instalación del sistema, pérdida de garantía en caso de que esta tenga

Imagen 37. Primera alternativa acople maquina al sistemas de niveles



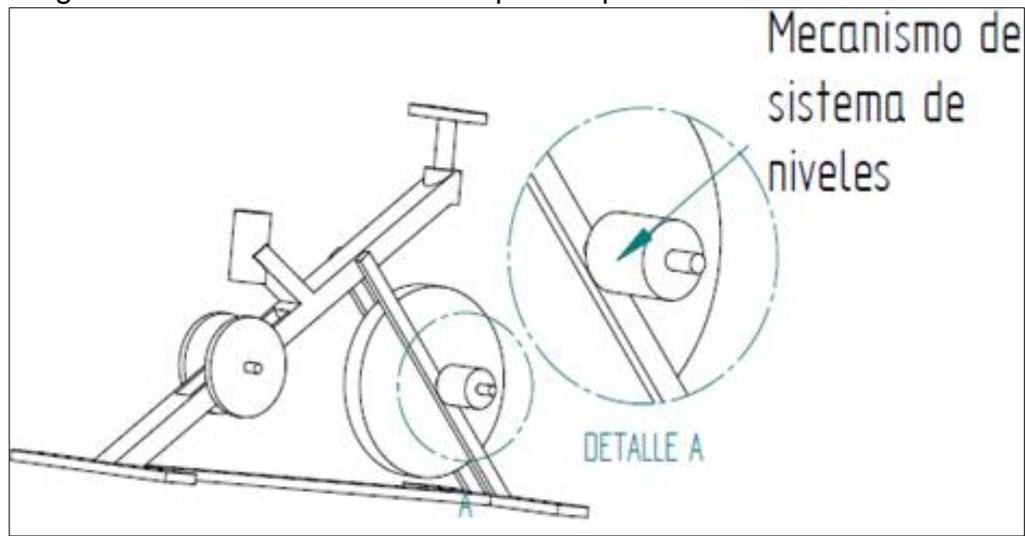
4.3.2 Segunda alternativa acople maquina al sistemas de niveles. Acople directo al eje (externo). Este acople va situado en el eje de los pedales de manera externa, adaptando el sistema de niveles aun eje paralelo a este como se ve en la imagen 38. Como ventajas la maquina no es modificada, como grandes desventajas es la adición de un sistema de conexión de este a la rueda de inercia, otro al ser externo en el momento del pedaleo puede incomodar al usuario que esté utilizando la máquina

Imagen 38. Segunda alternativa acople maquina al sistemas de niveles



4.3.3 Tercera alternativa acople maquina al sistemas de niveles. Acople al eje de la rueda de inercia. Este tipo de acople no va conectado al sistema de pedales de la maquina si no al eje del volante de inercia, como ventajas tiene que el lugar donde ira conectado no afecta ni al usuario ni al espacio por otro lado la maquina no es modificada ya que es externo, como desventajas al ser llevada hacia el eje se tendrá que adaptarse al sistema de transmisión que se conecta a los pedales.

Imagen 39. Tercera alternativa acople maquina al sistemas de niveles



4.3.4 Selección de alternativa acople maquina al sistemas de niveles para la selección del tipo de acople se evaluara y tendrá en cuenta los siguientes factores.

- Instalación: este parámetro mide la facilidad de instalación del acople a la maquina si hay que modificar o no
- Funcionalidad: se necesita que el acople ahorre espacio, que sea funcional es decir que al ser conectado la maquina al sistema de niveles sea el más eficiente no tenga que intervenir otros sistemas o mecanismos en la conexión de este al volante de inercia
- Mantenimiento: Como se necesita un diseño que intervenga en el proceso de conversión de la energía mecánica a eléctrica y esta intervención puede generar desgastes en las piezas del mecanismo debido a su constante funcionamiento por la variabilidad del ejercicio, el mantenimiento debe ser constante pero con bajos costos para no aumentar la inversión final.
- Costos: Los materiales con los que se realice el dispositivo deben ser de bajo costo para no afectar los costos finales y así reducir el tiempo de ganancias.

En el siguiente cuadro se presenta las bases cualitativas de cada alternativa, de acuerdo con los factores que se mencionaron anteriormente. En esta tabla se podrá encontrar una clasificación por colores para identificar que ítem es muy apto, apto y no tan apto, con los colores amarillo, gris y blanco respectivamente.

Cuadro 2. Selección cualitativa de alternativas acople maquina al sistemas de niveles

| Selección cualitativa de alternativas acople maquina al sistemas de niveles | | | |
|---|--|--|--|
| Factores | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |
| Instalación | Su instalación hace que se modifique la máquina, pero no necesita la conexión de algún eje o mecanismo para conectar este sistema con el volante de inercia. | Al ser de tipo externo se necesita algún tipo de apoyo para sostenerlo pero es más fácil su instalación al no tener que modificar la maquina | Al ser de tipo externo se necesita algún tipo de apoyo para sostenerlo pero es más fácil su instalación al no tener que modificar la maquina |
| Funcionalidad | Al conectarse directamente al eje de los pedales hace que su eficiencia sea mayor al de los demás, sin necesidad de agregar otros sistemas. | La conexión al hacerse de tipo externo debe tenerse en cuenta que se debe agregar un eje paralelo al te los pedales para luego su conexión al volante de inercia | La conexión al hacerse de tipo externo debe tenerse en cuenta que se debe agregar un eje paralelo al te los pedales para luego su conexión y un mecanismo para la conexión de los pedales a este y después al del volante de inercia |
| Mantenimiento | Al ser un acople por dentro su acceso es más complejo su mantenimiento que los demás que son externos. | Al ser externo es más fácil la cuestión de cambiar limpiar remover el componente | Al ser externo es más fácil la cuestión de cambiar limpiar remover el componente |
| Costos | El costo es muy bajo pues solo sería el de instalación, no se necesita algún tipo sistema o mecanismo de conexión | El costo aumenta porque aumentase tiene agregar componente para unir la maquina con el volante de inercia | El costo aumenta porque aumentase tiene agregar componente para unir la maquina con los pedales y después al volante de inercia |

En la siguiente tabla se muestra la evaluación cuantitativa de los factores que se deben tener en cuenta para la selección de este mecanismo.

Tabla 3. Selección cuantitativa de alternativas acople maquina al sistemas de niveles

| Selección cuantitativa de alternativas acople maquina al sistemas de niveles | | | | | | | | | |
|--|-------------|---------|---------------|---------|---------------|---------|--------|---------|-------|
| | Instalación | | Funcionalidad | | Mantenimiento | | Costos | | Total |
| Importancia | 5 | | 10 | | 7 | | 6 | | |
| Alternativa n | | Imp*cal | | Imp*cal | | Imp*cal | | Imp*cal | |
| 1 | 6 | 30 | 10 | 100 | 7 | 49 | 6 | 36 | 215 |
| 2 | 7 | 35 | 5 | 50 | 7 | 49 | 5 | 30 | 164 |
| 3 | 7 | 35 | 5 | 50 | 7 | 49 | 5 | 30 | 164 |

La alternativa 1 al de tener la más alta puntuación en la sumatoria de los ítems seleccionados, se opta para la selección de esta como las viable y óptima para el diseño.

4.4 ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD

El ejercicio en la bicicleta estática y en la elíptica que una persona normal realiza es de naturaleza variable, así que la potencia mecánica que se suministre al generador, para realizar el posterior aprovechamiento eléctrico, va a ser variable. Las componentes mecánicas de esta potencia, la velocidad angular y el torque, también van a ser variables, por lo cual el sistema va a tener un comportamiento fluctuante con limite infinito, lo que ocasiona problemas en la adaptación de la energía eléctrica que se suministra a las cargas finales del proceso y aumento de las pérdidas de energía eléctrica por la utilización de dispositivos para su acondicionamiento.

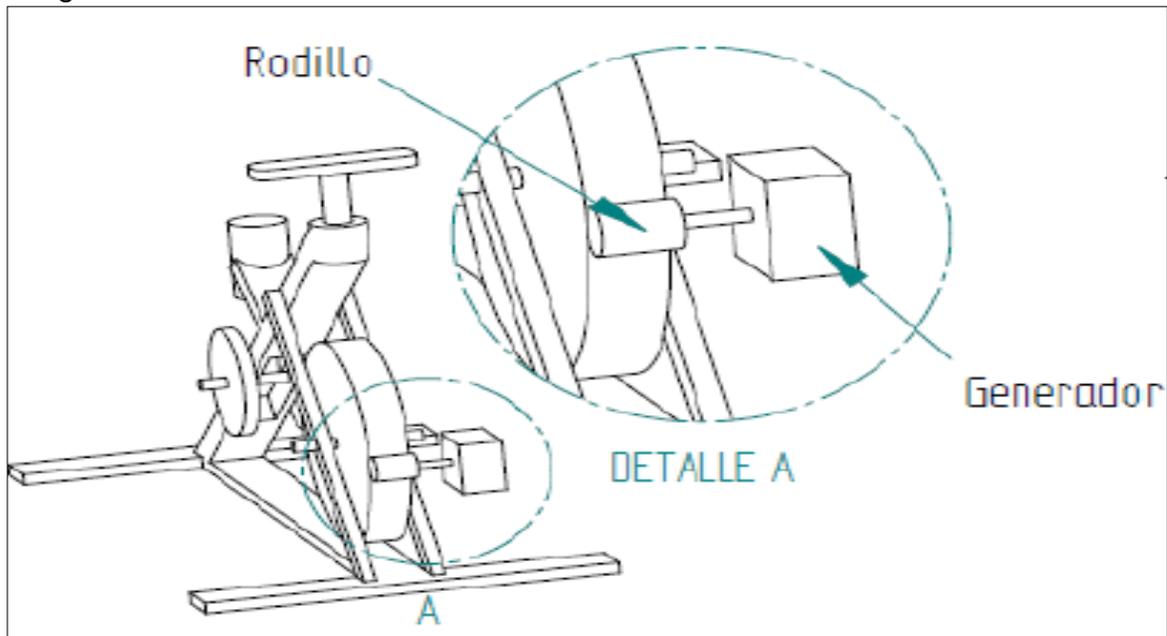
El sistema multiplicador de velocidad se utiliza como medio de abastecimiento para el generador. La función principal de este será aumentar la velocidad angular del sistema y llevarla a un intervalo de variación pequeño, para que el sistema de conservación o el volante de inercia sea capaz de almacenar la mayor cantidad de energía cinética y así brindarle al generador un trabajo más frecuente y sin sobre cargas.

Las siguientes son las tres alternativas que se tuvieron en cuenta para realizar la función de multiplicador de velocidad.

4.4.1 Primera alternativa para el sistema multiplicador de velocidad. Mecanismo de rodillos. Este mecanismo se compone de dos rodillos cada uno de un diámetro diferente, los cuales mediante la relación de diámetros realizarán la variación de la velocidad angular en el sistema. El material con el que estarían hecho sería un material altamente adhesivo, para no provocar deslizamiento y pérdidas de par y velocidad.

Como se muestra en la imagen 40 las relaciones de diámetros de los rodillos tiene que ser grande, para que la velocidad de multiplicación sea considerable, además el deslizamiento con esta relación de diámetros va a ser casi nulo porque el rodillo conducido no va a generar una inercia considerable al rodillo conductor.

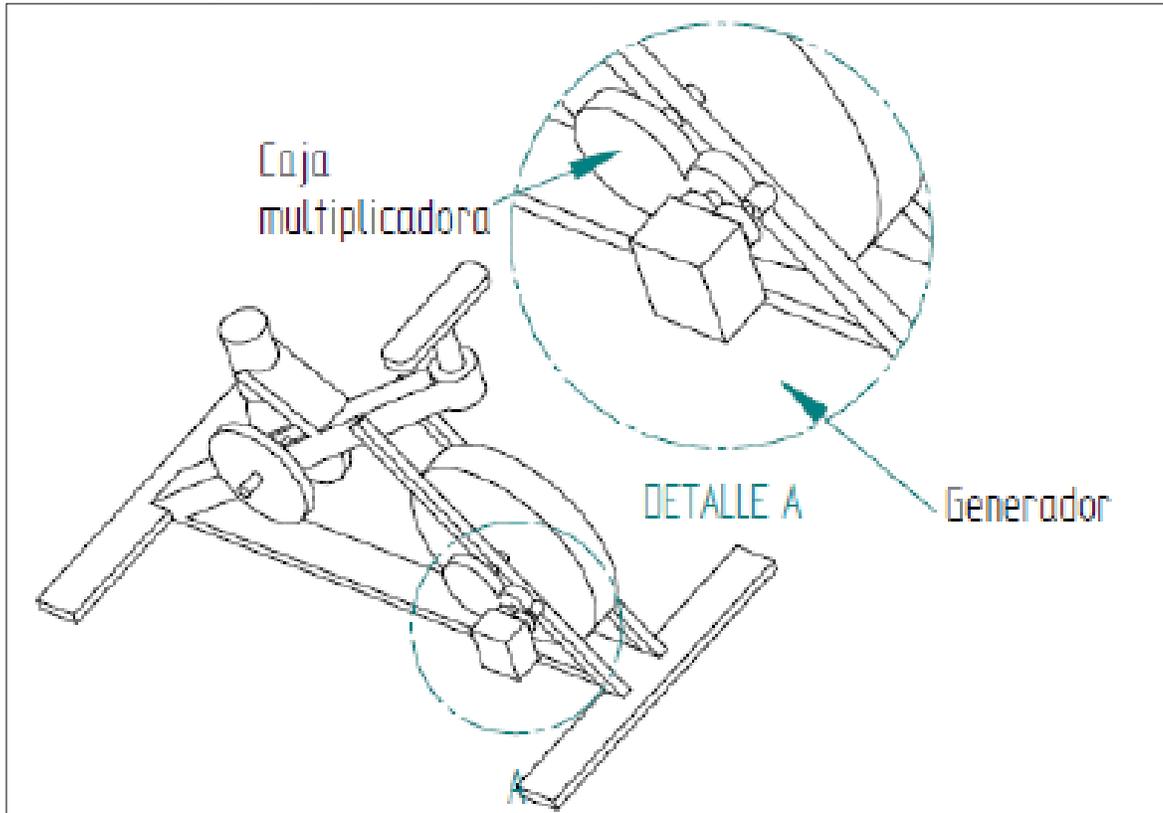
Imagen 40. Mecanismo de rodillos



4.4.2 Segunda alternativa para sistema de multiplicación de velocidad. Relación por medio de engranes. Este mecanismo consta de un tren de engranajes rectos relacionados entre sí para que la velocidad a la salida sea multiplicada. Se compone de piñones con dientes rectos, que transmiten el movimiento mediante el rozamiento y empuje que realizan los dientes de los piñones conductores a los conducidos.

Las relaciones de multiplicación se logra mediante la relación de diámetros que hay entre los piñones conductores y conducidos, una relación de transmisión, las pérdidas por rozamiento se da por el choque entre los dientes de los piñones.

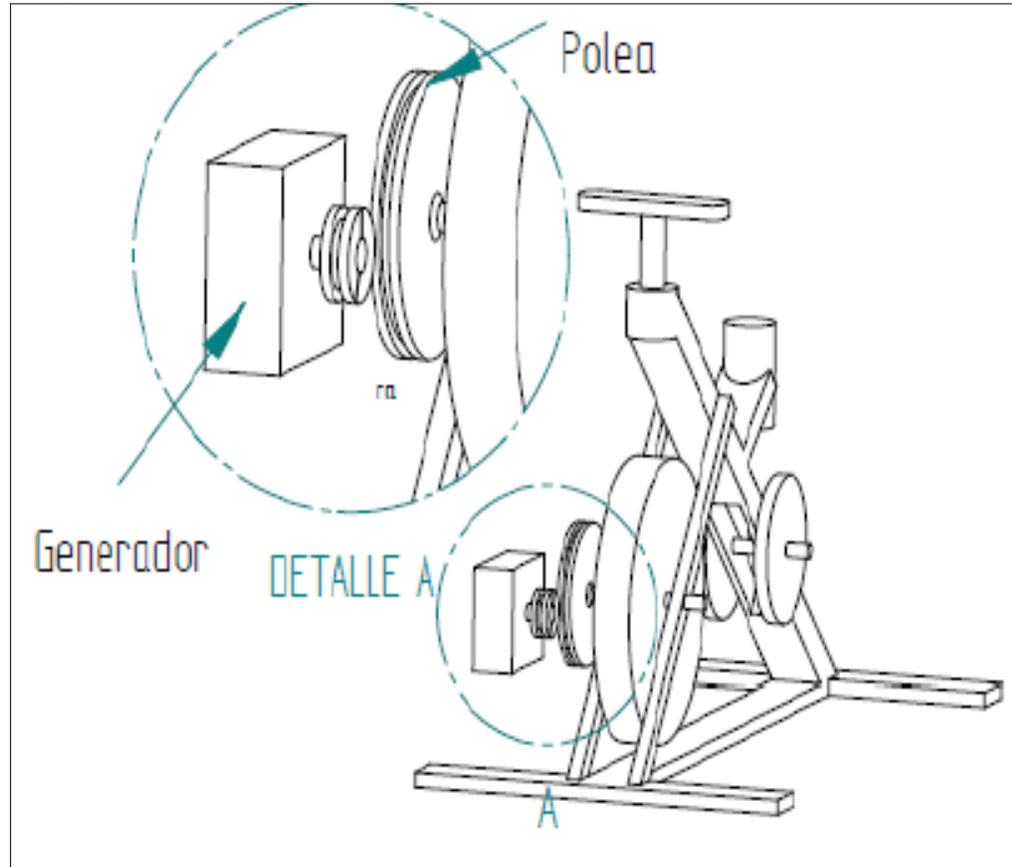
Imagen 41. Caja multiplicador de engranajes



4.4.3 Tercera alternativa para sistema de multiplicación de velocidad. Mecanismo CVT. Este mecanismo de transmisión continuamente variable o sus siglas en ingles CVT (continuously variable transmission), está compuesto por dos poleas de diámetro variable, una correa y un sistema de recuperación por medio de resortes.

El mecanismo funciona mediante el aumento de la velocidad angular, que directamente aumentara con la fuerza centrífuga que obligara a la polea conductora a reducir su diámetro, debido al desplazamiento de las placas de la polea, mediante unas guías lineales inclinadas en dirección del sentido de la fuerza centrífugas, que dentro traen una cilindros rodantes que se moverán al aplicar la fuerza suficiente. La fuerza centrífuga debe ser tal, que pueda vencer la inercia de los cilindros rodante y la resistencia que opondrá el resorte de recuperación a los cilindros. El objetivo de este mecanismo es obligar al usuario que utiliza la maquina a aumentar la fuerza que proporciona al sistema cuando aumente la velocidad angular de este, para reducir y mantener dentro de un margen de variabilidad esta velocidad. Esta continua variación generara una sensación en el tripulante de resistencia continua, ya que no será tan fácil aumentar la velocidad solo aplicando una fuerza.

Imagen 42. Transmisión continuamente variable



4.4.4 Selección de alternativa para sistema de multiplicación de velocidad. Para realizar la selección del mecanismo que se adapte mejor a la función que debe realizar en este sistema se deben tener en cuenta los siguientes factores.

- Eficiencia de multiplicación: Ya que la función del mecanismo será elevar la velocidad angular que transita por el sistema hacia el generador, se debe tener en cuenta que la multiplicación de la velocidad debe ser alta, ya que el sistema maneja una velocidad angular pequeña con la que el generador no podría producir energía eléctrica.
- Perdidas por fricción: Ya que se va a trabajar con mecanismos que están en continuo contacto uno con el otro, se debe tener en cuenta que su movimiento en conjunto no genere disipación de la energía en forma de calor y afecte la eficiencia de transmisión.
- Mantenimiento: Este factor mide la facilidad con la que se puede hacer mantenimiento al mecanismo, ya que entre más rápido y sencillo sea su puesta en marcha, mas disponibilidad va a tener, además de estar al alcance de cualquier persona.

- Costos: Los componentes de cada mecanismo deben tratar de ser de un costo lo más bajo posible, para que los costos de producción de la energía obtenga una retribución temprana.

En la siguiente tabla se presentaran las bases cualitativas de cada alternativa, de acuerdo con los factores que se mencionaron anteriormente. En esta tabla se podrá encontrar una clasificación por colores para identificar que ítem es muy apto, apto y no tan apto, con los colores amarillo, gris y blanco respectivamente.

Cuadro 3. Selección cuantitativa de alternativa para sistema de multiplicación de velocidad

| Selección cuantitativa de alternativa para sistema de multiplicación de velocidad | | | |
|---|---|--|---|
| Factores | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |
| Eficiencia de multiplicación | La multiplicación en este caso se va a presentar debido a la relación de diámetros de las dos ruedas. La conducida debe ser más pequeña que la conductora, generado relación de transmisión de más o menos 1:3. | La multiplicación en este caso se realiza mediante las relaciones de transmisiones de los engranes rectos y la relación entre los engranes de un mismo eje. Siendo así este mecanismo presenta una relación máxima de hasta 1:8, dejando claro que este es un máximo y se requiere de relaciones entre piñones bastante grandes y piñones de geometría especial, para llegar a esta relación de transmisión final. | La relación de multiplicación no es tan alta llegando a un máximo de 1:3. La ventaja de este sistema, es que dentro de ese rango de relaciones puede trabajar a infinitas relaciones, lo que le permite controlar la velocidad de giro y llevarla a un estado casi estable. |
| Perdidas por fricción | Ya que son ruedas lisas y sus superficies siempre están en contacto, la fricción que presentan es alta lo que genera pérdidas considerables, aunque este hecho de un material de alta adhesividad, además puede tener un problema el cual halla deslamiento | Ya que es una transmisión por engranajes restos, la fricción se crea por el continuo roce y choque entre los dientes de cada engranaje. Aunque no están en siempre en contacto, su roce crea fricción y pérdidas, pero no son tan altas como el mecanismo anterior que sus superficies siempre están en contacto además de esto se puede ayudar a bajar la fricción mediante lubricante. | Las únicas pérdidas que presenta este mecanismo por fricción son las pérdidas por el roce entre las paredes de la polea y la correa de transmisión. Aunque estas pérdidas se reducen con la utilización de materiales de la parte interna de las placas de un deslizamiento alto y la correa en sus extremos de una material blando y deslizante. |

Cuadro 3. (Continuación)

| Selección cuantitativa de alternativa para sistema de multiplicación de velocidad | | | |
|---|---|---|---|
| Factores | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |
| Mantenimiento | Este mecanismo no necesita de un mantenimiento robusto, solo se tendría que atender al desgaste que se produce entre las superficies y tener en cuenta un cambio periódico de este. | Su mantenimiento tiene que ver con el desgaste que se crea entre los dientes. Hay que tener en cuenta un buen sistema de lubricación durante el desarrollo del trabajo. | En este aparte hay que tener en cuenta que las poleas contienen un sistema de guías lineales que por el movimiento continuo de las piezas pueden llegar a desgastarse. Además la distensión y tensión de la banda a todo momento puede producir rotura de esta. |
| Costos | EL único costo que aumenta el valor de este mecanismo es el material adhesivo que se utiliza para que no haya deslizamiento entre las dos rudas. Este no presenta un valor monetario alto | El maquinado de las piezas puede ser costoso, aunque si se consiguen piezas normalizadas se reduce el valor de su estructura, aunque hay que tener en cuenta que es un tren de engranajes y que de él hacen parte varios pares de engranajes. | Los costos son muy altos, los materiales que se deben utilizar deben tener acabados superficiales muy finos, además todas las piezas hay que maquinaslas y deben tener una muy buena precisión. |

En la siguiente tabla se mostrara una evaluación cuantitativa de los factores que se deben tener en cuenta para la selección de este mecanismo.

Tabla 4. Selección cuantitativa de alternativa para sistema de multiplicación de velocidad

| Selección de alternativas para el sistema multiplicador de velocidad | | | | | | | | | |
|--|------------------------------|---------|-----------------------|---------|---------------|---------|--------|---------|-------|
| | Eficiencia de multiplicación | | Perdidas por fricción | | Mantenimiento | | Costos | | Total |
| Importancia | 10 | | 8 | | 6 | | 6 | | |
| Alternativa n | | Imp*cal | | Imp*cal | | Imp*cal | | Imp*cal | |
| 1 | 7 | 70 | 3 | 24 | 7 | 42 | 8 | 48 | 184 |
| 2 | 9 | 90 | 7 | 56 | 7 | 42 | 7 | 42 | 230 |
| 3 | 6 | 60 | 5 | 40 | 7 | 42 | 5 | 30 | 172 |

4.5 ALTERNATIVAS SELECCIÓN TIPO DE GENERADOR

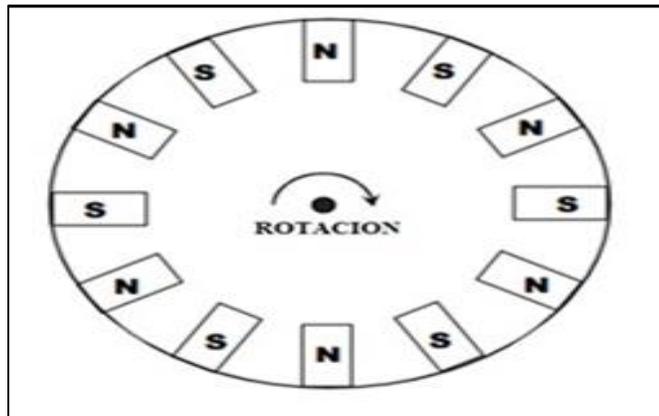
A continuación se explica las alternativas de los tipos de generadores, que a disposición del diseño se consideraron adecuados para la solución del problema de generación energética. Se miraron ventajas, desventajas, eficiencia, funcionamiento, costo de tipos de generadores para al final evaluar con estos criterios cual es el mejor generador que suple las necesidades del diseño.

4.5.1 Primera alternativa tipo generador de corriente continua de imanes permanentes. Este tipo de generador es de los más utilizados para la generación de energía eléctrica a partir de fuentes renovables. La gran ventaja que tiene este generador para este tipo de diseño es que funciona a bajas velocidades de rotación y se puede adaptar de forma directa a la salida de los sistemas de transmisión. Por otro lado este generador no necesita corriente excitatriz, es decir corriente que necesita el generador para producir el campo magnético, ya que este lo genera los imanes del rotor.

El generador de imanes permanentes, a diferencia de otros, el rotor posee imanes que generan el campo magnético necesario para que en las bobinas encontradas en el estator fluya la corriente eléctrica, cuando hay un movimiento rotacional de entrada en el generador.

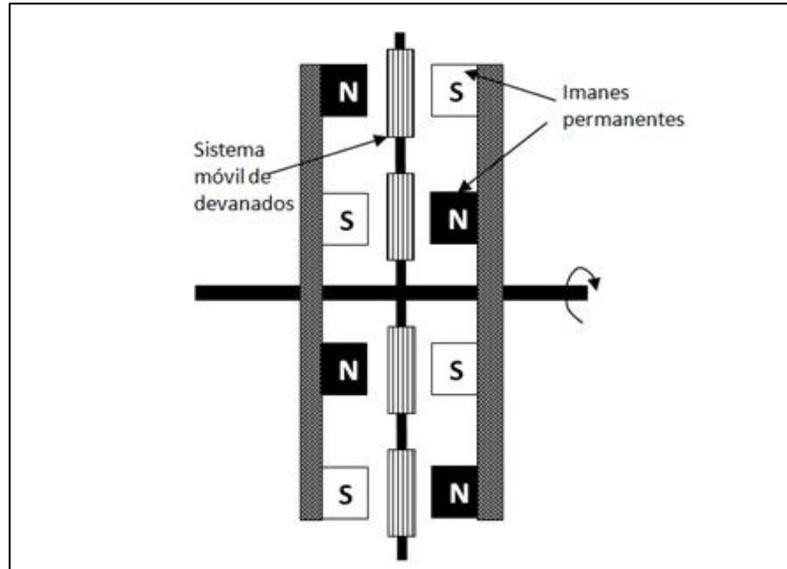
Debido a que el campo generado por los imanes es axial, se deben orientar en la misma dirección del eje del rotor y simétricamente, como se ve en la Imagen 43.

Imagen 43. Distribución típica de los imanes permanentes



Fuente: [http://www.obeki.com/productos/Generadores %20de%20Imanes%20](http://www.obeki.com/productos/Generadores%20de%20Imanes%20)

Imagen 44. Relación entre devanados del generador de imanes



Fuente: [http://www.obeki.com/productos/Generadores de imanes permanentes.pdf](http://www.obeki.com/productos/Generadores%20de%20Imanes%20Permanentes.pdf)

4.5.2 Segunda alternativa generador de corriente alterna. Su funcionamiento está relacionado con el giro de pares de bobina encontradas en el rotor, las cuales crean un campo magnético que induce un flujo de corriente en el devanado del estator.

Este tipo de generador eléctrico utiliza un rectificador. Esta rectificación se realiza a través de diodos la cual necesita una corriente de excitación para generar el campo magnético, su eficiencia es baja a comparación a los generadores de corriente directa de imanes permanentes.

Por otro lado tiene ventajas como su bajo costo, además el rango de velocidades de giro va desde 500 a 7000 rpm, son más ligeros y de tamaño menor a generadores de corriente continua, soporta temperaturas altas.

4.5.3 Selección de alternativa tipo de generador. Para la selección del tipo de generador a utilizar unos criterios con cierto valor de importancia que va de 1 a 10, y los criterios de 1 a 5. Los criterios que se tuvieron en cuenta para la selección de estos son los siguientes:

- **Funcionabilidad:** Este factor califica el funcionamiento de cada tipo de generador, mirando ventajas y desventajas que mejor se adapten al diseño de este.

- **Costos:** Al ser un proyecto de generación de energía limpia el proyecto no se vería afectado por costos altos de producción, pero si se vería afectado por costos de fabricación y mantenimiento, lo que quiere decir que los mecanismos que hagan parte del diseño deben ser de costo bajo o medio, con lo cual a medida que pase el tiempo se podrá recuperar la inversión con la energía capaz de producir las máquinas
- **Tamaño:** Ya que las maquinas son utilizadas en lugares como los gimnasios o casas, su tamaño se convierte en un factor a tener en cuenta ya que en cuanto a comodidad la gente busca que el espacio que ocupa la maquina sea poco, para que puede acomodarse en cualquier lugar y sea más asequible su utilización.
- **Eficiencia:** Califica la eficiencia del generador respecto a la generación de energía eléctrica a partir de la salida del sistemas de transmisión de potencia.
- **Mantenimiento:** Es un factor muy importante ya que dependiendo de la facilidad de este puede disminuir los costos, aumentar su disponibilidad y aumentar los ingresos, por eso se busca que el diseño se base en mecanismos de fácil acceso y de poco mantenimiento, aunque las maquinas no sean usadas todo el tiempo.

En la siguiente tabla se presentaran las bases cualitativas de cada alternativa, de acuerdo con los factores que se mencionaron anteriormente. En esta tabla se podrá encontrar una clasificación por colores para identificar que ítem es muy apto, apto y no tan apto, con los colores amarillo, gris y blanco respectivamente.

Cuadro 4. Selección cualitativa alternativa tipo generador

| Factores | Alternativa 1 | Alternativa 2 |
|---------------|--|--|
| Funcionalidad | su manejo de bajas velocidades de 300 a 1200 rpm es una de sus principales ventajas respecto a cualquier generador, ya que para la aplicación deseada se tiene una velocidad variable en unos márgenes grandes | el manejo de la velocidades también es buena va de las 500 a 7000 rpm, la desventaja es un sistemas muy simple además de esto hay mayor perdidas en la generación de energía |
| Eficiencia | La eficiencia es mayor en la producción energética a bajas rpm, además de esto no necesita un corriente excitatriz para la generación del campo | Este necesita una corriente excitatriz, su eficiencia es menor al de imanes permanentes |
| Mantenimiento | el mantenimiento debe ser periódica para prevenir fallas en el equipo como, limpieza exterior, estado de cojinetes , comprobar entre hierros y devanados, superficie del colector, lubricación | el mantenimiento debe ser periódica para prevenir fallas en el equipo como, limpieza exterior, estado de cojinetes , estado de las escobillas comprobar entre hierros y devanados, superficie del colector |

Cuadro 4. (Continuación)

| | Alternativa 3 | Alterativa 2 |
|--------|---|---|
| Tamaño | es de un tamaño muy apropiado para esta aplicación y conexión al sistema de transmisión de potencia | Su tamaño es pequeño no genera de gran ocupación de espacio |
| Costos | dependiendo de la marca del generador capacidad de generación, para la aplicación del diseño no es costoso pues se necesita un tamaño pequeño | Es de bajo costo gracias a que la producción de energía no es demasiada |

En la siguiente tabla se mostrara una evaluación cuantitativa de los factores que se deben tener en cuenta para la selección de este mecanismo.

Tabla 5. Selección cuantitativa alternativa tipo generador

| Selección cuantitativa de alternativas tipo generador | | | | | | | | | | | |
|---|---------------|---------|------------|---------|---------------|---------|--------|---------|--------|---------|-------|
| | Funcionalidad | | Eficiencia | | Mantenimiento | | Costos | | Tamaño | | Total |
| Importancia | 9 | | 8 | | 7 | | 4 | | 4 | | |
| Alternativa n | | Imp*cal | | Imp*cal | | Imp*cal | | Imp*cal | | Imp*cal | |
| 1 | 10 | 90 | 9 | 72 | 8 | 56 | 9 | 36 | 8 | 32 | 286 |
| 2 | 7 | 63 | 6 | 48 | 8 | 56 | 8 | 36 | 8 | 32 | 235 |

La alternativa 1 al de tener la más alta puntuación en la sumatoria de los ítems seleccionados, se opta para la selección de esta como las viable y óptima para el diseño

4.6 CONJUNTO DE ALTERNATIVAS SELECCIONADAS PARA EL DISEÑO

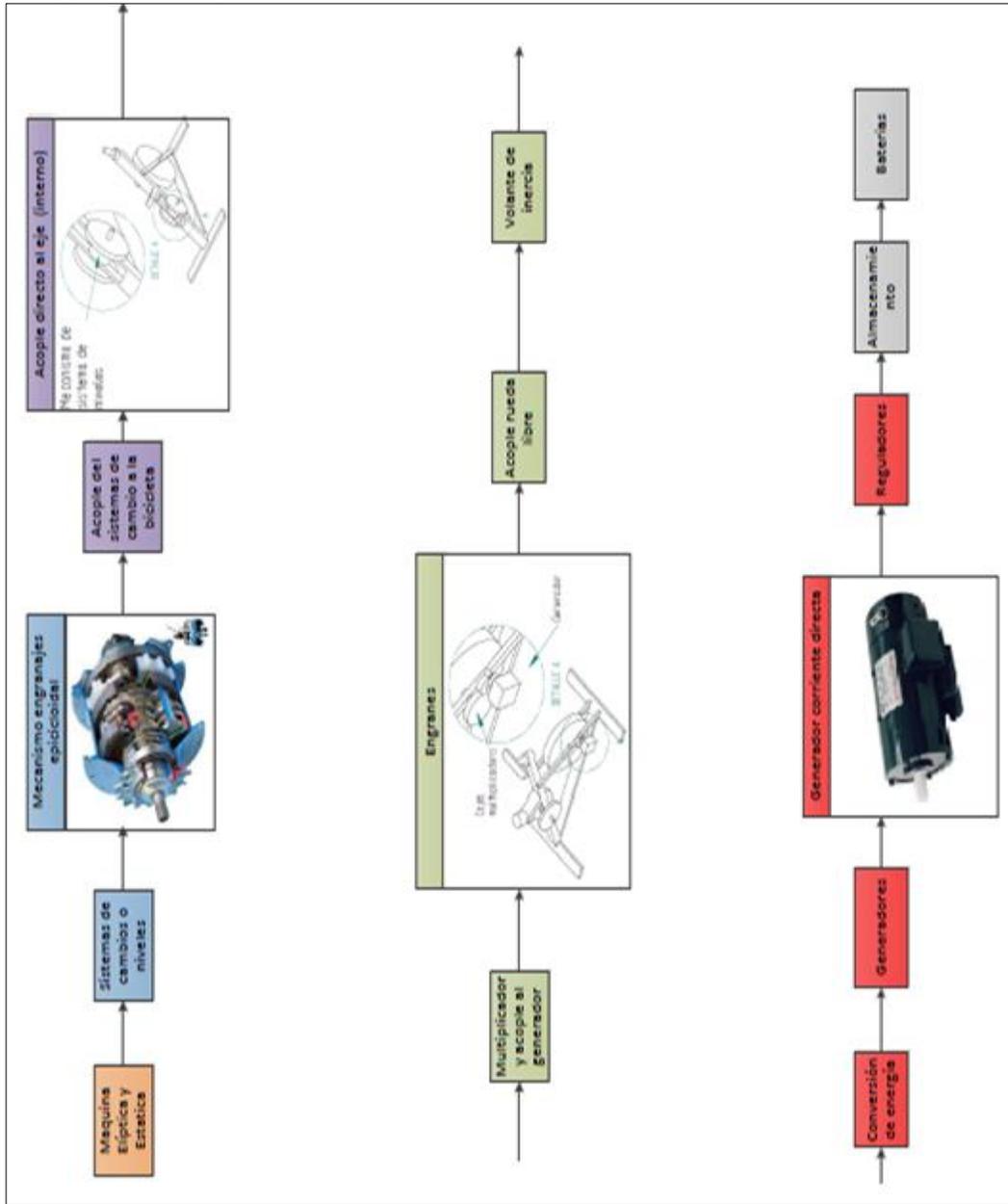
En la imagen 45 se observa el esquema del diseño, teniendo en cuenta cada una de las alternativas antes escogidas. Cada una de ellas al resolver un problema y proporcionar una función, permiten a la maquina en su conjunto producir energía eléctrica.

La máquina de conversión va a estar compuesta por un mecanismo de cambios, mecanismo de multiplicación de velocidad y un mecanismo de conversión o de generación. Cada uno va a presentar una función y características especiales según el acople y el mecanismo al vayan conectados, como se ve a continuación:

- Mecanismo de cambios. Este es un mecanismo compuesto por engranajes planetarios, es la primera etapa de conversión y es donde el usuario va a encontrar resistencia al movimiento. Además de resistencia se va a realizar una reducción de la velocidad, para aumentar el torque y llevarlo directamente al multiplicador para que este aumente la velocidad. Este mecanismo ira acoplado directamente al eje que une los pedales y tendrá un mecanismo de embrague para realizar el cambio de marcha. Este embrague desacoplara los pedales del sistema para que la velocidad en el mecanismo disminuya y la pieza encargada de realizar el cambio pueda hacerlo
- Mecanismo de multiplicación. esta es la segunda etapa de conversión en la que la velocidad angular del sistema se va a incrementar para que el volante de inercia directamente acoplado al generador pueda tomar velocidad y así poder realizar la función de conservación. Este sistema va a estar compuesto por dos mecanismo, un sistema de transmisión por cadenas que acoplara el eje de los pedales al eje trasero de la máquina y además realizara un pequeña multiplicación de la velocidad, mediante el torque que recibe del mecanismo de cambios; y un sistema de trasmisión por rodillos que ira conectado a la rueda de inercia y que hará la multiplicación significativa de la velocidad por medio de la relación de diámetros.

- Mecanismo de generación. En esta etapa se realiza la conversión de la energía que se ha transferido por los demos mecanismo. Está compuesto por un volante de inercia y un generador. El volante de inercia realizara la función de conservación de la energía por medio de la velocidad angular elevada que recibe desde el multiplicador, además ayudara al generador a tener un régimen de trabajo constante. El generador será de imane permanentes el cual realizara la conversión de energía mecánica a eléctrica. Después del generador habrán unos dispositivos eléctricos que realizaran la adecuación y distribución de la energía eléctrica a las cargas que estén conectadas a la máquina. Estos dispositivos serán seleccionados y tomados de catálogos normalizados en el mercado, dependiendo de la cantidad de energía que sea producida.

Imagen 45. Esquema del diseño seleccionado



5. DISEÑO DETALLADO Y SELECCIÓN DE MECANISMOS

En este capítulo se realiza el diseño de cada uno de los componentes que hacen parte del sistema de conversión, y la selección de los elementos normalizados necesarios para que dichos componentes realicen su trabajo.

5.1 RECOLECCION DE DATOS

Para entender el comportamiento del ejercicio realizado en las maquinas que hacen parte de este análisis, se realizó una toma de datos al ejercicio hecho por varios individuos, de la cual se efectuó una observación detallada para entender el comportamiento de las variables mecánicas presentes en el trabajo realizado entre el usuario y la máquina. Esta toma de datos y análisis se describe a continuación.

5.1.1 Metodología de toma de datos. Las pruebas realizadas se hicieron en el gimnasio de la Fundación Universidad de América, donde se le pidió a varios usuarios de éste que utilizaran la bicicleta estática durante 5 minutos con el fin de tomar una muestra del comportamiento de la velocidad angular al realizar este tipo de ejercicio. Las personas escogidas son usuarios comunes del gimnasio que utilizan la bicicleta estática como medio para calentar los músculos antes de ejercitarse, pero con la particularidad que utilizan el freno de patín de la máquina para dificultar el movimiento y así configurar la resistencia ejercida por la maquina a los requerimientos físicos propios. A cada uno de los participantes se le solicitaron algunos datos, consignados en la tabla del anexo B, para que, con los datos recolectados durante el ejercicio, se obtenga un análisis con la mayoría de variables que intervienen en el trabajo realizado por el individuo. Para la toma de datos se utilizó un tacómetro digital, como el mostrado en el anexo B, que mide la velocidad angular en RPM de una cinta de color blanco brillante, que refleja la luz roja que produce el tacómetro cada vez que pasa por esta, como se muestra en la imagen 46. Se adhirió esta cinta al volante de la bicicleta estática para saber la velocidad angular desarrollada por las participantes cada 5 s, se grabó un video a la pantalla del tacómetro, durante el desarrollo de cada prueba, para saber exactamente el valor de esta velocidad angular y se tabularon los datos recolectados en la tabla 6.

Imagen 46. Toma de medidas

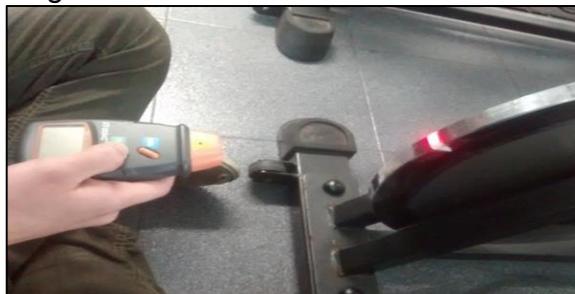


Tabla 6. Tabulación de datos

| Tabulación toma de datos | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Tiempo (s) | Persona 1 (velocidad en rpm) | persona 2 (velocidad en rpm) | persona3 (velocidad en rpm) | persona 4 (velocidad en rpm) | persona 5 (velocidad en rpm) |
| 5 | 170,1 | 118,3 | 123,1 | 304,4 | 105,1 |
| 10 | 274,2 | 225,6 | 321,4 | 306,5 | 197 |
| 15 | 302,9 | 224,9 | 329,2 | 330,5 | 238,7 |
| 20 | 314,2 | 227,3 | 331,4 | 336,5 | 237 |
| 25 | 311,5 | 221,5 | 323,7 | 322,2 | 296 |
| 30 | 325,9 | 219,7 | 315,5 | 339,7 | 254 |
| 35 | 319,4 | 218,7 | 322,1 | 315,5 | 246 |
| 40 | 331,6 | 221,1 | 315,9 | 317,7 | 240,5 |
| 45 | 330,7 | 219,5 | 317 | 328,4 | 219,7 |
| 50 | 328,2 | 220,5 | 306,5 | 317,5 | 283,7 |
| 55 | 324,5 | 210,4 | 298,5 | 323,8 | 222,3 |
| 60 | 330,9 | 213,9 | 306,6 | 320 | 222,8 |
| 65 | 348,2 | 214,2 | 301,4 | 322,7 | 254,8 |
| 70 | 329,2 | 208,7 | 305,2 | 396,1 | 220,8 |
| 75 | 333,9 | 209,3 | 308,6 | 432,4 | 216,9 |
| 80 | 331,4 | 192,4 | 292,5 | 332,6 | 216,1 |
| 85 | 327,7 | 204,3 | 396,6 | 330,1 | 200,1 |
| 90 | 347,5 | 209,3 | 304 | 326,6 | 202,1 |
| 95 | 339,9 | 209,1 | 302,6 | 313,8 | 224,4 |
| 100 | 338,9 | 200,8 | 296,9 | 318,2 | 201,1 |
| 105 | 335,4 | 208,9 | 297,2 | 308,3 | 222,9 |
| 110 | 326,2 | 203,6 | 283,6 | 307,4 | 248,2 |
| 115 | 334,1 | 196,2 | 300,3 | 311,7 | 256,1 |
| 120 | 340,5 | 196 | 292,8 | 316,1 | 301,4 |
| 125 | 335,7 | 200,5 | 294 | 309,3 | 261,1 |
| 130 | 340,3 | 203,1 | 300 | 314,7 | 257,2 |
| 135 | 326,8 | 200,8 | 299,1 | 310 | 237,6 |
| 140 | 326,1 | 194,9 | 309,1 | 313 | 222,8 |
| 145 | 339,9 | 190,8 | 301,9 | 326 | 217,7 |
| 150 | 337,1 | 202,8 | 291,3 | 307,2 | 211,1 |
| 155 | 326,6 | 196,1 | 293,2 | 323,5 | 222,1 |
| 160 | 328,1 | 207 | 291,7 | 311,1 | 321,4 |
| 165 | 335,2 | 206,8 | 293 | 324,2 | 326,4 |

Tabla 6. (Continuación)

| Tabulación toma de datos | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Tiempo (s) | Persona 1 (velocidad en rpm) | persona 2 (velocidad en rpm) | persona3 (velocidad en rpm) | persona 4 (velocidad en rpm) | persona 5 (velocidad en rpm) |
| 170 | 339,6 | 197,8 | 283,7 | 320,6 | 321,1 |
| 175 | 342,2 | 200,2 | 298,4 | 301 | 340 |
| 180 | 343,6 | 201,6 | 291,8 | 313,2 | 269 |
| 185 | 333,6 | 205,4 | 296,2 | 321 | 225 |
| 190 | 352,8 | 203,4 | 300,8 | 304,4 | 247,8 |
| 195 | 347,9 | 208,6 | 288,3 | 315,8 | 233,1 |
| 200 | 345,6 | 205,7 | 301,9 | 318,3 | 226,5 |
| 205 | 346 | 202,9 | 288 | 316,1 | 252,7 |
| 210 | 329,8 | 214,1 | 301 | 312,1 | 239 |
| 215 | 334,7 | 199,6 | 295,2 | 301,8 | 222,3 |
| 220 | 338,4 | 205,1 | 281,1 | 315,9 | 223,3 |
| 225 | 344,8 | 206,8 | 295,2 | 335,1 | 216,7 |
| 230 | 349,1 | 206,5 | 292,4 | 312,5 | 215,3 |
| 235 | 346,7 | 207,1 | 296,6 | 315 | 253,9 |
| 240 | 355,9 | 206,2 | 292 | 318,5 | 217,5 |
| 245 | 343,6 | 200,7 | 293,6 | 308,2 | 209 |
| 250 | 330,1 | 211 | 290,5 | 316,2 | 221,3 |
| 255 | 340,9 | 203,1 | 291,2 | 321,7 | 220,7 |
| 260 | 337,2 | 215,4 | 280,7 | 313 | 265,5 |
| 265 | 336,8 | 211,5 | 296,6 | 326,6 | 351,3 |
| 270 | 335,6 | 225,7 | 287,5 | 320,2 | 321,8 |
| 275 | 332,2 | 233,5 | 304,6 | 324,1 | 287,7 |
| 280 | 336,1 | 228,5 | 313,9 | 319 | 240,2 |
| 285 | 333,2 | 234,6 | 315,7 | 322,4 | 334,9 |
| 290 | 330,2 | 221,8 | 324,1 | 317,7 | 249,9 |
| 295 | 340 | 233,2 | 310,2 | 328,8 | 226,2 |
| 300 | 329,8 | 228,3 | 301,1 | 321,9 | 221,2 |
| | | | | | |
| Promedio | 331,15 | 208,59 | 299,64 | 321,31 | 244,30 |
| Vel max | 355,90 | 234,60 | 396,60 | 432,40 | 351,30 |
| Vel min | 170,10 | 118,30 | 123,10 | 301,00 | 105,10 |

La máquina utilizada para realizar las pruebas fue una bicicleta estática de marca big cycling, compuesta por un marco de acero donde están montados el sillín, los pedales, una línea de transmisión por cadena de tráfico pesado y un volante fabricado en acero inoxidable, como se muestra en el anexo B. Las dimensiones de los elementos mecánicos que hacen parte de esta máquina se muestran en la tabla 7.

Tabla 7. Dimensiones de bicicleta

| Partes | Tamaño(cm) |
|-----------------------------------|------------|
| Diámetro del volante (Dv) | 42 |
| Espesor del volante (ev) | 2 |
| Radio del pedal (rp) | 18,5 |
| Diámetro de piñón pedal (D1) | 22 |
| Diámetro de piñón de volante (D2) | 11 |

5.1.2 Análisis de datos recolectados. Observando los datos recolectados y tabulados, y las dimensiones de los mecanismos que hacen parte de la máquina, se pueden calcular variables mecánicas como el torque, la potencia y la energía que el usuario dispone al realizar el ejercicio, mediante el análisis de la resistencia por inercia que realizan los mecanismo que componen la bicicleta estática al movimiento, esto con el fin de obtener los valores de entrada sin el uso del freno. Para realizar esto, primero se debe calcular la velocidad angular en los pedales mediante la relación de transmisión en el mecanismo de cadena, usando la ecuación 3. Los resultados de la velocidad angular para cada uno de los participantes se encuentran consignados en la tabla 8.

Ecuación 3. Relación de transmisión por piñon cadena

$$w_1 r_1 = w_2 r_2$$

Donde w_1 = velocidad angular de piñón del pedal, w_2 = velocidad angular de piñón del volante, r_1 = radio del piñón del pedal ($D1/2$) y r_2 = radio del piñón del volante ($D2/2$).

Tabla 8. Velocidades angulares pedales

| Tiempo (s) | Persona 1 (rpm) | Persona 2 (rpm) | Persona 3 (rpm) | Persona 4 (rpm) | Persona 5 (rpm) | PROMEDIO (rpm) |
|------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|
| 5 | 81 | 56,3 | 58,6 | 145 | 50 | 78,2 |
| 10 | 130,6 | 107,4 | 153 | 146 | 93,8 | 126,2 |
| 15 | 144,2 | 107,1 | 156,8 | 157,4 | 113,7 | 135,8 |
| 20 | 149,6 | 108,2 | 157,8 | 160,2 | 112,9 | 137,8 |
| 25 | 148,3 | 105,5 | 154,1 | 153,4 | 141 | 140,5 |

Tabla 8. (Continuación)

| | Persona 1 (rpm) | Persona 2 (rpm) | Persona 3 (rpm) | Persona 4 (rpm) | Persona 5 (rpm) | PROMEDIO (rpm) |
|-----|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|
| 30 | 155,2 | 104,6 | 150,2 | 161,8 | 121 | 138,6 |
| 35 | 152,1 | 104,1 | 153,4 | 150,2 | 117,1 | 135,4 |
| 40 | 157,9 | 105,3 | 150,4 | 151,3 | 114,5 | 135,9 |
| 45 | 157,5 | 104,5 | 151 | 156,4 | 104,6 | 134,8 |
| 50 | 156,3 | 105 | 146 | 151,2 | 135,1 | 138,7 |
| 55 | 154,5 | 100,2 | 142,1 | 154,2 | 105,9 | 131,4 |
| 60 | 157,6 | 101,9 | 146 | 152,4 | 106,1 | 132,8 |
| 65 | 165,8 | 102 | 143,5 | 153,7 | 121,3 | 137,3 |
| 70 | 156,8 | 99,4 | 145,3 | 188,6 | 105,1 | 139 |
| 75 | 159 | 99,7 | 147 | 205,9 | 103,3 | 143 |
| 80 | 157,8 | 91,6 | 139,3 | 158,4 | 102,9 | 130 |
| 85 | 156 | 97,3 | 188,9 | 157,2 | 95,3 | 138,9 |
| 90 | 165,5 | 99,7 | 144,8 | 155,5 | 96,2 | 132,3 |
| 95 | 161,9 | 99,6 | 144,1 | 149,4 | 106,9 | 132,4 |
| 100 | 161,4 | 95,6 | 141,4 | 151,5 | 95,8 | 129,1 |
| 105 | 159,7 | 99,5 | 141,5 | 146,8 | 106,1 | 130,7 |
| 110 | 155,3 | 97 | 135 | 146,4 | 118,2 | 130,4 |
| 115 | 159,1 | 93,4 | 143 | 148,4 | 122 | 133,2 |
| 120 | 162,1 | 93,3 | 139,4 | 150,5 | 143,5 | 137,8 |
| 125 | 159,9 | 95,5 | 140 | 147,3 | 124,3 | 133,4 |
| 130 | 162 | 96,7 | 142,9 | 149,9 | 122,5 | 134,8 |
| 135 | 155,6 | 95,6 | 142,4 | 147,6 | 113,1 | 130,9 |
| 140 | 155,3 | 92,8 | 147,2 | 149 | 106,1 | 130,1 |
| 145 | 161,9 | 90,9 | 143,8 | 155,2 | 103,7 | 131,1 |
| 150 | 160,5 | 96,6 | 138,7 | 146,3 | 100,5 | 128,5 |
| 155 | 155,5 | 93,4 | 139,6 | 154 | 105,8 | 129,7 |
| 160 | 156,2 | 98,6 | 138,9 | 148,1 | 153 | 139 |
| 165 | 159,6 | 98,5 | 139,5 | 154,4 | 155,4 | 141,5 |
| 170 | 161,7 | 94,2 | 135,1 | 152,7 | 152,9 | 139,3 |
| 175 | 163 | 95,3 | 142,1 | 143,3 | 161,9 | 141,1 |
| 180 | 163,6 | 96 | 139 | 149,1 | 128,1 | 135,2 |
| 185 | 158,9 | 97,8 | 141 | 152,9 | 107,1 | 131,5 |
| 190 | 168 | 96,9 | 143,2 | 145 | 118 | 134,2 |
| 195 | 165,7 | 99,3 | 137,3 | 150,4 | 111 | 132,7 |
| 200 | 164,6 | 98 | 143,8 | 151,6 | 107,9 | 133,1 |
| 205 | 164,8 | 96,6 | 137,1 | 150,5 | 120,3 | 133,9 |

Tabla 8. (Continuación)

| Tiempo (s) | Persona 1 (rpm) | Persona 2 (rpm) | Persona 3 (rpm) | Persona 4 (rpm) | Persona 5 (rpm) | PROMEDIO (rpm) |
|------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|
| 210 | 157 | 102 | 143,3 | 148,6 | 113,8 | 133 |
| 215 | 159,4 | 95 | 140,6 | 143,7 | 105,9 | 128,9 |
| 220 | 161,1 | 97,7 | 133,9 | 150,4 | 106,3 | 129,9 |
| 225 | 164,2 | 98,5 | 140,6 | 159,6 | 103,2 | 133,2 |
| 230 | 166,2 | 98,3 | 139,2 | 148,8 | 102,5 | 131 |
| 235 | 165,1 | 98,6 | 141,2 | 150 | 120,9 | 135,2 |
| 240 | 169,5 | 98,2 | 139 | 151,7 | 103,6 | 132,4 |
| 245 | 163,6 | 95,6 | 139,8 | 146,8 | 99,5 | 129,1 |
| 250 | 157,2 | 100,5 | 138,3 | 150,6 | 105,4 | 130,4 |
| 255 | 162,3 | 96,7 | 138,7 | 153,2 | 105,1 | 131,2 |
| 260 | 160,6 | 102,6 | 133,7 | 149 | 126,4 | 134,5 |
| 265 | 160,4 | 100,7 | 141,2 | 155,5 | 167,3 | 145 |
| 270 | 159,8 | 107,5 | 136,9 | 152,5 | 153,2 | 142 |
| 275 | 158,2 | 111,2 | 145 | 154,3 | 137 | 141,2 |
| 280 | 160 | 108,8 | 149,5 | 151,9 | 114,4 | 136,9 |
| 285 | 158,7 | 111,7 | 150,3 | 153,5 | 159,5 | 146,7 |
| 290 | 157,2 | 105,6 | 154,3 | 151,3 | 119 | 137,5 |
| 295 | 161,9 | 111 | 147,7 | 156,6 | 107,7 | 137 |
| 300 | 157 | 108,7 | 143,4 | 153,3 | 105,3 | 133,6 |

Para seguir con el cálculo de las variables mecánicas, además de la velocidad angular, se necesita calcular la resistencia por inercia que conceden los mecanismos que hacen parte de la máquina. Para realizar el cálculo hay que tener en cuenta dos mecanismos, el volante y el sistema de transmisión por cadena, pero para ser prácticos en el análisis solo se calculó la inercia del volante ya que es el único elemento que genera una resistencia apreciable debido a sus dimensiones.

La inercia del volante se calculó con la ecuación 4, donde se relacionan el volumen y el radio de giro del volante. Debido a que la superficie del volante no es uniforme, como se muestra en la imagen 47, se debe hacer el cálculo de la inercia para cada uno de las partes uniformes, divididas en las secciones a, b y c, cada una de acero, de peso específico 76930 N/m³. Al final para calcular la inercia total del volante se realiza la sumatoria de la inercia de sus partes.

Ecuación 4. Inercia de una disco hueco.

$$I = \frac{1}{2} \rho l (r_1^2 + r_2^2)(r_2^2 - r_1^2)$$

Donde I = Inercia de carga, ρ = Peso específico, l = Ancho o longitud, r_1 = radio interno y r_2 = radio externo.

El cálculo para la parte (a) sería:

$$I = \frac{1}{2} * 76930 \frac{N}{m^3} * 0,02m * (0,175m^2 + 0,225m^2) * (0,225m^2 - 0,175m^2)$$

$$I = 1,25 Nm^2$$

El cálculo para la parte (b) sería:

$$I = \frac{1}{2} * 76930 \frac{N}{m^3} * 0,015m * (0,05m^2 + 0,175m^2) * (0,175m^2 - 0,05m^2)$$

$$I = 0,537 Nm^2$$

El calculo para la parte (c) sería:

$$I = \frac{1}{2} * 76930 \frac{N}{m^3} * 0,015m * (0,05m^2) * (0,05m^2)$$

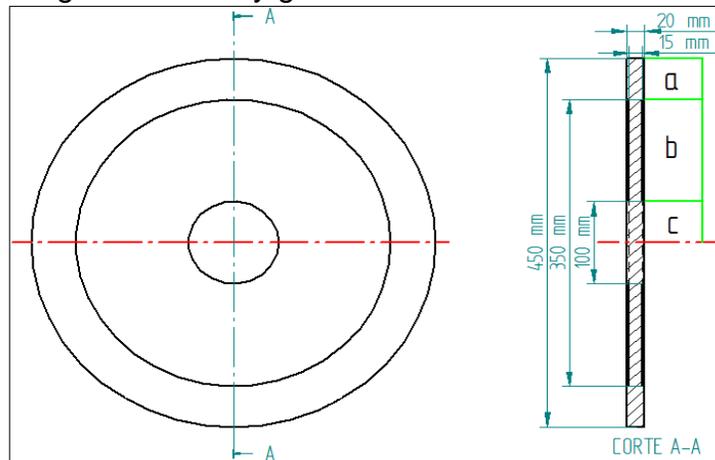
$$I = 0,0036 Nm^2$$

El cálculo total de la inercia sería:

$$I = 1,25 Nm^2 + 0,537Nm^2 + 0,0036Nm^2$$

$$I = 1,79 Nm^2$$

Imagen 47. Perfil y geometría volante de inercia



A partir de los valores hallados para la inercia del volante y la velocidad angular en los pedales se halló las variables mecánicas presentes en el desarrollo del ejercicio. Para lo anterior, se realizó el cálculo de la aceleración en cada uno de los instantes de tiempo obtenidos de la recolección de datos, y con la aceleración se calculó el torque por medio de la inercia, mediante la utilización de la ecuación 5, la cual describe el torque necesario para realizar el cambio de velocidad en cada instante de tiempo. Este torque es acumulativo, esto quiere decir que a pesar que hallan momentos de pérdida de velocidad, el torque va a ser a un valor igual a

la multiplicación de la inercia por la pérdida de velocidad, análogo para cuando gana velocidad, como se muestra en la tabla 9.

Para hallar la fuerza aplicada por el usuario en los pedales se utilizó la ecuación 6, donde el torque en una palanca es el resultado de la fuerza realizada por la distancia de la fuerza a su centro de giro, que en este caso es 0,18 m; y la potencia suministrada se halló de multiplicar la velocidad angular en los pedales por el torque calculado, como se muestra en la ecuación 7. Para efectos de facilidad en la tabulación de los datos se realizaron los cálculos con el promedio de los resultados en cada instante de tiempo para cada participante.

Ecuación 5. Torque por inercia

$$T_p = \frac{I * \alpha}{9,8 \frac{m}{s^2}}$$

Ecuación 6. Fuerza tangencial

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

Ecuación 7. Potencia mecánica

$$P = w_p * T_p$$

Donde T_p = torque en los pedales (Nm), I = inercia del mecanismo, α = Aceleración angular (rad/s^2), F = fuerza usuario (N) y P = potencia mecánica del usuario (watts).

Tabla 9. Parámetros mecánicos del promedio de velocidades

| Tiempo (s) | Aceleración (rad/s^2) | Torque (Nm) | Fuerza (N) | Potencia (watts) |
|------------|---------------------------|-------------|------------|------------------|
| 5 | 3,4 | 1,3 | 7,3 | 10,8 |
| 10 | 2,1 | 2,1 | 11,9 | 28,2 |
| 15 | 0,4 | 2,3 | 12,8 | 32,7 |
| 20 | 0,1 | 2,3 | 12,9 | 33,6 |
| 25 | 0,1 | 2,4 | 13,2 | 34,9 |
| 30 | -0,1 | 2,3 | 13 | 34 |
| 35 | -0,1 | 2,3 | 12,7 | 32,5 |
| 40 | 0 | 2,3 | 12,8 | 32,7 |
| 45 | 0 | 2,3 | 12,7 | 32,2 |
| 50 | 0,2 | 2,3 | 13 | 34,1 |
| 55 | -0,3 | 2,2 | 12,3 | 30,6 |
| 60 | 0,1 | 2,2 | 12,5 | 31,2 |
| 65 | 0,2 | 2,3 | 12,9 | 33,4 |
| 70 | 0,1 | 2,4 | 13,1 | 34,2 |
| 75 | 0,2 | 2,4 | 13,4 | 36,2 |
| 80 | -0,6 | 2,2 | 12,2 | 29,9 |
| 85 | 0,4 | 2,3 | 13,1 | 34,2 |

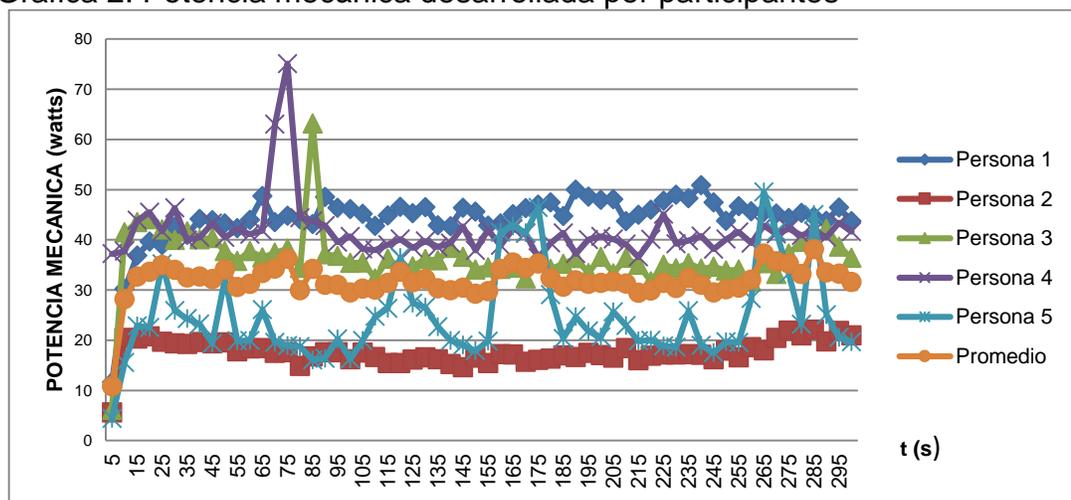
Tabla 9. (Continuación)

| Tiempo (s) | Aceleración (rad/s ²) | Torque (Nm) | Fuerza (N) | Potencia (watts) |
|------------|-----------------------------------|-------------|------------|------------------|
| 90 | -0,3 | 2,2 | 12,4 | 31 |
| 95 | 0 | 2,2 | 12,4 | 31 |
| 100 | -0,1 | 2,2 | 12,1 | 29,5 |
| 115 | 0,1 | 2,3 | 12,5 | 31,4 |
| 120 | 0,2 | 2,3 | 12,9 | 33,6 |
| 125 | -0,2 | 2,3 | 12,5 | 31,5 |
| 130 | 0,1 | 2,3 | 12,7 | 32,2 |
| 135 | -0,2 | 2,2 | 12,3 | 30,3 |
| 140 | 0 | 2,2 | 12,2 | 30 |
| 145 | 0 | 2,2 | 12,3 | 30,4 |
| 150 | -0,1 | 2,2 | 12,1 | 29,3 |
| 155 | 0,1 | 2,2 | 12,2 | 29,8 |
| 160 | 0,4 | 2,4 | 13,1 | 34,2 |
| 165 | 0,1 | 2,4 | 13,3 | 35,4 |
| 170 | -0,1 | 2,4 | 13,1 | 34,4 |
| 175 | 0,1 | 2,4 | 13,3 | 35,3 |
| 180 | -0,3 | 2,3 | 12,7 | 32,3 |
| 185 | -0,2 | 2,2 | 12,4 | 30,6 |
| 190 | 0,1 | 2,3 | 12,6 | 31,9 |
| 195 | -0,1 | 2,2 | 12,5 | 31,2 |
| 200 | 0 | 2,3 | 12,5 | 31,4 |
| 205 | 0 | 2,3 | 12,6 | 31,7 |
| 210 | 0 | 2,2 | 12,5 | 31,3 |
| 215 | -0,2 | 2,2 | 12,1 | 29,4 |
| 220 | 0 | 2,2 | 12,2 | 29,9 |
| 225 | 0,1 | 2,3 | 12,5 | 31,4 |
| 230 | -0,1 | 2,2 | 12,3 | 30,4 |
| 235 | 0,2 | 2,3 | 12,7 | 32,4 |
| 240 | -0,1 | 2,2 | 12,4 | 31 |
| 245 | -0,1 | 2,2 | 12,1 | 29,5 |
| 250 | 0,1 | 2,2 | 12,2 | 30,1 |
| 255 | 0 | 2,2 | 12,3 | 30,5 |
| 260 | 0,1 | 2,3 | 12,6 | 32 |
| 265 | 0,5 | 2,5 | 13,6 | 37,2 |
| 270 | -0,1 | 2,4 | 13,3 | 35,7 |
| 275 | 0 | 2,4 | 13,3 | 35,3 |
| 280 | -0,2 | 2,3 | 12,9 | 33,2 |
| 285 | 0,4 | 2,5 | 13,8 | 38,1 |
| 290 | -0,4 | 2,3 | 12,9 | 33,5 |
| 295 | 0 | 2,3 | 12,9 | 33,2 |
| 300 | -0,2 | 2,3 | 12,5 | 31,6 |

Calculadas las variables mecánicas, se puede observar en la tabla 8 y 9 que, aunque la velocidad angular es bastante alta con respecto a las logradas habitualmente por ciclistas, la potencia mecánica dispuesta por el usuario es bastante baja, ya que no sobrepasa los 50 watts, lo que quiere decir que la resistencia proporcionada por el mecanismo no es lo suficientemente alta como para que el usuario aplique la fuerza necesaria para alcanzar esa velocidad y proporcionar al sistema la potencia suficiente para producir 300 o 400 watts de energía eléctrica mediante la utilización de un generador.

Si se observa la gráfica 2, realizada en base a los datos de potencia calculados para cada persona encontrados en el anexo B, se puede ver que el comportamiento de la potencia mecánica se encuentra en el área demarcada por el ejercicio de la persona 1 y la persona 2, entre un rango de 15 a 50 watts; además el ejercicio de estas dos personas es de los más regulares, en la persona 1 con un cambio controlado, lento al subir y bajar de los picos de la gráfica, y la persona 2 con un comportamiento más lineal. Además según la encuesta realizada a los participantes, la persona 1 y 2 hacen ejercicio con una regularidad alta y usan el ejercicio hecho en la bicicleta para calentar, lo que explica su control de la potencia proporcionada.

Grafica 2. Potencia mecánica desarrollada por participantes



El área de comportamiento de la energía mecánica es bastante amplia, teniendo en cuenta que a partir de la línea de promedio, la desviación estándar de la población de datos es de 11,7985, lo que quiere decir que la potencia suministrada con estas condiciones por una persona puede estar entre el rango más o menos 12 watts, siendo una dispersión bastante alta pero dejando en claro la variabilidad de las condiciones de entrada y salida, ya sea de potencia mecánica o eléctrica. Con los anteriores datos recolectado y analizados se puede hacer las siguientes apreciaciones: con el promedio de las velocidades angulares de los participantes en cada uno de los intervalos de tiempo de 5 segundos y haciendo el promedio de

estos resultados, se obtuvo una velocidad media efectuada por la población analizada de 133,8087 rpm, la cual para el diseño se va a tomar como la velocidad máxima; haciendo el mismo cálculo hecho para la velocidad angular, el torque obtuvo una media de 2,2573 Nm, que para el diseño se va a tomar como el torque mínimo dispuesto.

Para encontrar los otros límites de velocidad y torque para el funcionamiento de la máquina se inició por plantear una inercia máxima que se opondría al movimiento de 35 Nm². Con este dato de inercia y el torque mínimo dispuesto en cada uno de los instantes de tiempo medidos, se puede hallar la velocidad mínima dispuesta, esto se realiza mediante el despeje de la aceleración de la ecuación 8, la cual está en función del torque y la inercia, que despejándola de la ecuación 9 se puede hallar la velocidad mínima dispuesta; la potencia mínima se calcula remplazando la anteriores variables en la ecuación 7.

Ecuación 8. Aceleración instantánea

$$\alpha = \frac{9,8 \frac{m}{s^2} * (T_f - T_o)}{I}$$

Ecuación 9. Velocidad instantánea

$$\omega = \omega_o + \alpha * (t_2 - t_1)$$

Donde ω_o =velocidad angular inicial, t= tiempo, T_f = torque final, T_o = torque inicial. Teniendo en cuenta las ecuaciones se realizaron los cálculos tomando el torque promedio en cada instante de tiempo, como se muestra en la tabla 10.

Tabla 10. Parámetros mínimos de trabajo

| Tiempo (s) | Torque mínimo (Nm) | Aceleración (rad/s ²) | velocidad mínima (rpm) | Potencia mínima (watts) |
|------------|--------------------|-----------------------------------|------------------------|-------------------------|
| 5 | 1,319 | 0,369 | 17,638 | 2,436 |
| 10 | 2,128 | 0,227 | 18,771 | 4,183 |
| 15 | 2,291 | 0,046 | 19 | 4,558 |
| 20 | 2,324 | 0,009 | 19,045 | 4,634 |
| 25 | 2,37 | 0,013 | 19,109 | 4,741 |
| 30 | 2,337 | -0,009 | 19,064 | 4,665 |
| 35 | 2,284 | -0,015 | 18,989 | 4,541 |
| 40 | 2,292 | 0,002 | 19,001 | 4,561 |
| 45 | 2,274 | -0,005 | 18,975 | 4,518 |
| 50 | 2,34 | 0,018 | 19,068 | 4,671 |
| 55 | 2,216 | -0,035 | 18,895 | 4,385 |
| 60 | 2,24 | 0,007 | 18,928 | 4,439 |
| 65 | 2,316 | 0,021 | 19,034 | 4,615 |
| 70 | 2,346 | 0,008 | 19,076 | 4,685 |

Tabla 10. (Continuación)

| Tiempo (s) | Torque mínimo (Nm) | Aceleración (rad/s ²) | velocidad mínima (rpm) | Potencia mínima (watts) |
|------------|--------------------|-----------------------------------|------------------------|-------------------------|
| 75 | 2,412 | 0,018 | 19,168 | 4,84 |
| 80 | 2,193 | -0,061 | 18,862 | 4,331 |
| 85 | 2,344 | 0,042 | 19,073 | 4,68 |
| 90 | 2,232 | -0,031 | 18,917 | 4,422 |
| 95 | 2,233 | 0 | 18,918 | 4,423 |
| 100 | 2,179 | -0,015 | 18,841 | 4,298 |
| 105 | 2,206 | 0,008 | 18,879 | 4,36 |
| 110 | 2,2 | -0,002 | 18,871 | 4,346 |
| 115 | 2,247 | 0,013 | 18,937 | 4,455 |
| 120 | 2,325 | 0,022 | 19,046 | 4,635 |
| 125 | 2,25 | -0,021 | 18,942 | 4,463 |
| 130 | 2,274 | 0,007 | 18,975 | 4,518 |
| 135 | 2,208 | -0,018 | 18,883 | 4,365 |
| 140 | 2,195 | -0,004 | 18,864 | 4,334 |
| 145 | 2,211 | 0,005 | 18,887 | 4,373 |
| 150 | 2,168 | -0,012 | 18,827 | 4,274 |
| 155 | 2,188 | 0,005 | 18,854 | 4,318 |
| 160 | 2,345 | 0,044 | 19,074 | 4,682 |
| 165 | 2,387 | 0,012 | 19,133 | 4,782 |
| 170 | 2,35 | -0,01 | 19,082 | 4,696 |
| 175 | 2,381 | 0,009 | 19,125 | 4,767 |
| 180 | 2,28 | -0,028 | 18,984 | 4,532 |
| 185 | 2,219 | -0,017 | 18,898 | 4,391 |
| 190 | 2,264 | 0,013 | 18,961 | 4,495 |
| 195 | 2,239 | -0,007 | 18,926 | 4,437 |
| 200 | 2,246 | 0,002 | 18,936 | 4,453 |
| 205 | 2,259 | 0,003 | 18,953 | 4,482 |
| 210 | 2,243 | -0,004 | 18,932 | 4,446 |
| 215 | 2,175 | -0,019 | 18,836 | 4,289 |
| 220 | 2,191 | 0,005 | 18,859 | 4,327 |
| 225 | 2,247 | 0,016 | 18,938 | 4,455 |
| 230 | 2,21 | -0,01 | 18,886 | 4,371 |
| 235 | 2,28 | 0,02 | 18,984 | 4,533 |
| 240 | 2,233 | -0,013 | 18,918 | 4,424 |
| 245 | 2,177 | -0,016 | 18,84 | 4,295 |
| 250 | 2,2 | 0,006 | 18,871 | 4,346 |
| 255 | 2,213 | 0,004 | 18,89 | 4,378 |
| 260 | 2,268 | 0,015 | 18,967 | 4,505 |
| 265 | 2,447 | 0,05 | 19,217 | 4,923 |
| 270 | 2,395 | -0,014 | 19,145 | 4,801 |

Tabla 10. (Continuación)

| Tiempo (s) | Torque mínimo (Nm) | Aceleración (rad/s ²) | velocidad mínima (rpm) | Potencia mínima (watts) |
|------------|--------------------|-----------------------------------|------------------------|-------------------------|
| 275 | 2,381 | -0,004 | 19,125 | 4,768 |
| 280 | 2,31 | -0,02 | 19,025 | 4,601 |
| 285 | 2,476 | 0,046 | 19,257 | 4,991 |
| 290 | 2,32 | -0,044 | 19,039 | 4,624 |
| 295 | 2,311 | -0,002 | 19,027 | 4,604 |
| 300 | 2,253 | -0,016 | 18,946 | 4,469 |

Para halla el torque máximo se tomaron los datos de velocidad angular máxima promedio que se recolectaron, con esto la aceleración en cada uno de los instantes de tiempo y la inercia máxima, y se remplazaron para hallar el torque mediante la ecuación 5. Estos datos se tabularon en la tabla 11, en donde además del torque máximo en los pedales, se muestra la potencia máxima y la fuerza máxima.

Tabla 11. Parámetros máximos de trabajo

| Tiempo (s) | Velocidad máxima (rpm) | Torque máximo pedales (Nm) | Fuerza máxima (N) | Potencia máxima (watts) |
|------------|------------------------|----------------------------|-------------------|-------------------------|
| 5 | 78,19 | 25,79 | 143,29 | 211,15 |
| 10 | 126,16 | 41,62 | 231,2 | 549,72 |
| 15 | 135,83 | 44,81 | 248,92 | 637,18 |
| 20 | 137,75 | 45,44 | 252,44 | 655,36 |
| 25 | 140,47 | 46,34 | 257,42 | 681,44 |
| 30 | 138,55 | 45,7 | 253,91 | 663 |
| 35 | 135,4 | 44,66 | 248,13 | 633,17 |
| 40 | 135,89 | 44,82 | 249,02 | 637,72 |
| 45 | 134,79 | 44,46 | 247,01 | 627,48 |
| 50 | 138,7 | 45,75 | 254,19 | 664,45 |
| 55 | 131,38 | 43,34 | 240,77 | 596,14 |
| 60 | 132,78 | 43,8 | 243,33 | 608,91 |
| 65 | 137,27 | 45,28 | 251,55 | 650,75 |
| 70 | 139,05 | 45,87 | 254,82 | 667,74 |
| 75 | 142,96 | 47,16 | 261,99 | 705,87 |
| 80 | 130 | 42,88 | 238,24 | 583,67 |
| 85 | 138,93 | 45,83 | 254,61 | 666,65 |
| 90 | 132,33 | 43,65 | 242,51 | 604,81 |
| 95 | 132,36 | 43,66 | 242,56 | 605,07 |
| 100 | 129,13 | 42,6 | 236,65 | 575,92 |
| 105 | 130,73 | 43,12 | 239,58 | 590,28 |
| 110 | 130,38 | 43,01 | 238,93 | 587,1 |

Tabla 11. (Continuación)

| Tiempo (s) | Velocidad máxima (rpm) | Torque máximo pedales (Nm) | Fuerza máxima (N) | Potencia máxima (watts) |
|------------|------------------------|----------------------------|-------------------|-------------------------|
| 115 | 133,18 | 43,93 | 244,07 | 612,59 |
| 120 | 137,79 | 45,45 | 252,51 | 655,72 |
| 125 | 133,39 | 44 | 244,45 | 614,51 |
| 130 | 134,79 | 44,46 | 247,01 | 627,48 |
| 135 | 130,89 | 43,17 | 239,86 | 591,65 |
| 140 | 130,09 | 42,91 | 238,39 | 584,44 |
| 145 | 131,08 | 43,24 | 240,21 | 593,38 |
| 150 | 128,52 | 42,4 | 235,53 | 570,49 |
| 155 | 129,67 | 42,77 | 237,62 | 580,68 |
| 160 | 138,98 | 45,84 | 254,69 | 667,1 |
| 165 | 141,49 | 46,67 | 259,28 | 691,37 |
| 170 | 139,31 | 45,95 | 255,3 | 670,31 |
| 175 | 141,12 | 46,55 | 258,62 | 687,83 |
| 180 | 135,16 | 44,59 | 247,7 | 630,94 |
| 185 | 131,54 | 43,39 | 241,06 | 597,61 |
| 190 | 134,21 | 44,27 | 245,95 | 622,08 |
| 195 | 132,73 | 43,78 | 243,24 | 608,47 |
| 200 | 133,14 | 43,92 | 244 | 612,24 |
| 205 | 133,88 | 44,16 | 245,34 | 619 |
| 210 | 132,95 | 43,86 | 243,65 | 610,48 |
| 215 | 128,91 | 42,52 | 236,25 | 573,96 |
| 220 | 129,89 | 42,84 | 238,03 | 582,65 |
| 225 | 133,2 | 43,94 | 244,1 | 612,76 |
| 230 | 131,03 | 43,22 | 240,12 | 592,95 |
| 235 | 135,17 | 44,59 | 247,71 | 631,03 |
| 240 | 132,39 | 43,67 | 242,62 | 605,34 |
| 245 | 129,06 | 42,57 | 236,51 | 575,24 |
| 250 | 130,39 | 43,01 | 238,95 | 587,18 |
| 255 | 131,2 | 43,28 | 240,43 | 594,5 |
| 260 | 134,46 | 44,35 | 246,4 | 624,38 |
| 265 | 145,03 | 47,84 | 265,78 | 726,42 |
| 270 | 141,98 | 46,83 | 260,19 | 696,21 |
| 275 | 141,15 | 46,56 | 258,67 | 688,11 |
| 280 | 136,92 | 45,17 | 250,92 | 647,5 |
| 285 | 146,74 | 48,41 | 268,92 | 743,7 |
| 290 | 137,5 | 45,35 | 251,97 | 652,92 |
| 295 | 136,99 | 45,19 | 251,05 | 648,13 |
| 300 | 133,55 | 44,05 | 244,75 | 616,01 |

Teniendo en cuenta los datos calculados anteriormente, en la tabla 12 se muestra el promedio de los valores para cada una de las variables, los cuales más

adelante se utilizaran para realizar el dimensionamiento y selección de los mecanismos.

Tabla 12. Resultados del análisis de datos recolectados

| | |
|---------------------------|--------|
| Velocidad máxima (rpm) | 133,81 |
| Velocidad mínima (rpm) | 18,95 |
| Torque máximo (Nm) | 44,14 |
| Torque mínimo (Nm) | 2,26 |
| Potencia máxima (watts) | 620,85 |
| Potencia mínima (watts) | 4,48 |
| Fuerza máxima pedales (N) | 245,22 |
| Fuerza mínima pedales (N) | 12,54 |

5.2 DISEÑO GEOMÉTRICO, MECÁNICO Y SELECCION DEL MECANISMO DE CAMBIOS

Este sistema está compuesto por una serie de etapas de engranajes epicicloidales, que tiene la función de crear la resistencia al movimiento del usuario en las maquinas. Además está compuesto por un sistema de accionamiento mecánico del cual hace parte un embrague y un freno, que se encargan de relacionar los elementos del epicicloidal para que se generen diferentes relaciones de movimiento. Este sistema de accionamiento es manual, ya que se debe procurar que la energía eléctrica producida no sea utilizada por la máquina y sea solo para el uso de las cargas externas a la máquina.

5.2.1 Diseño geométrico y mecánico del mecanismo de epicicloidales. Para crear la resistencia al movimiento en cada uno de los niveles de selección manual, se utilizaron dos estados de movimiento del epicicloidal, un estado de relación de transmisión por engranajes reductores y un estado de giro en conjunto del epicicloidal. Se escogieron estos, puesto que al seleccionar el primera estado se trabaja con una relación de engranajes donde no interviene la corona y al realizar el cambio al estado de giro en conjunto se añade el giro de la corona, que brindara un peso adicional al movimiento del sistema y así se obtendrá una resistencia mayor al movimiento, en relación con el primer estado.

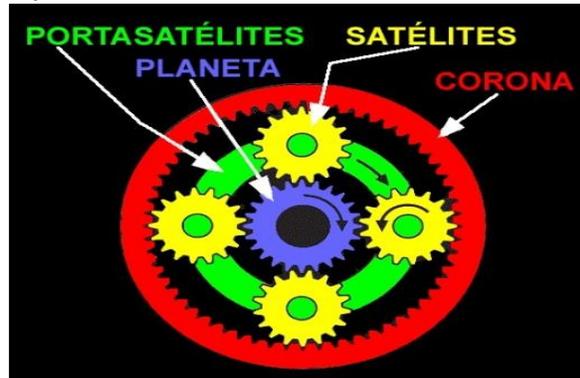
De lo anterior se establece que cada etapa de epicicloidales estará compuesta por los estados antes mencionados y su función se basara en el cambio de uno a otro para crear mayor resistencia al movimiento del usuario en la máquina.

En el primer estado hay un movimiento relativo entre los satélites y el planeta, y la corona esta estática. En el segundo se acoplan la corona y los satélites, provocando que tanto la corona y los satélites, como el planeta giren en conjunto.

A continuación se caracterizara la ecuación de Willis, mostrada en la ecuación 9, para entender el comportamiento de los elementos que componen el epicicloidal,

dependiendo de su velocidad y el número de dientes, en cada uno de los estados en cada etapa.

Imagen 48. Partes del engranaje epicicloidial



Fuente: <http://www.seas.es/blog/disenio>

Ecuación 10. Ecuación de willis

$$(Z_c + Z_p) * w_s = (Z_c * w_c) + (Z_p * w_p)$$

Donde Z=número de dientes, w=velocidad angular, c= corona, s=satélites y p=planeta.

En el primer estado la corona esta estática ($w_c=0$) y hay un movimiento relativo entre el planeta y los satélites, así que:

Ecuación 11. Relación de corona estática

$$w_s = \frac{Z_p * w_p}{Z_c + Z_p}$$

De la ecuación 11 podemos concluir que en esta etapa $w_p > w_s$, ya que la sumatoria de Z_p y Z_c es inversamente proporcional a w_s , y w_p es inversamente proporcional solo a Z_p , que es de menor proporción. Por esto, si a la entrada de potencia se encuentra el planeta y a la salida los satélites, va a presentarse una reducción de la velocidad angular.

En la segunda relación la corona y los satélites giran a la misma velocidad ($w_c=w_s$), por lo tanto la ecuación de Willis tomaría la siguiente forma:

Ecuación 12. Ecuación de Willis modificada

$$(Z_c + Z_p) * w_s = (Z_c * w_s) + (Z_p * w_p)$$

Multiplicando w_s por cada uno de los factores de la suma entre Z_c y Z_p .

Ecuación 13. Despeje de ecuación de Willis

$$\cancel{(Z_c * w_s)} + (Z_p * W_s) = \cancel{(Z_c * w_s)} + (Z_p * w_p)$$

Despejando w_s :

Ecuación 14. Ecuación para epicicloidal sin relación

$$w_s = \frac{Z_p * w_p}{Z_p}$$

Se obtiene como resultado que $w_s = w_p$, y como $w_c = w_s$, las velocidades angulares de los tres elementos serían iguales, lo que quiere decir que en el segundo estado no hay una relación de transmisión entre los engranajes y el epicicloidal gira con todos sus elementos solidarios a una misma velocidad angular, como si fuese un volante de inercia.

Observando el análisis hecho para cada uno de las configuraciones, se puede precisar que en la primera configuración se presenta una relación de transmisión entre la entrada de potencia que se encuentra en el planeta y los satélites a la salida, función que no es propia del mecanismo de cambios, sino del sistema multiplicador. Debido a esta relación, la velocidad angular que el usuario proporciona al sistema se vería reducida, lo que causaría un sobre esfuerzo al sistema de multiplicación ya que este tendría que estabilizar la pérdida de velocidad, para que el sistema de conservación, que se basa en la velocidad angular para conservar la energía como energía cinética rotacional, trabaje efectivamente. Debido a esto el mecanismo multiplicador no estaría ejerciendo su función y el sistema de conversión no explotaría bien su función.

Para estabilizar el cambio de la velocidad angular en el mecanismo de cambios se optó por adicionar entre cada una de las etapas un epicicloidal que tenga características de multiplicador, sin dejar de lado el objetivo del mecanismo que es crear resistencia al movimiento. Para esto se analizaron dos casos que se presentan al modificar las características de la ecuación de Willis mostrada anteriormente.

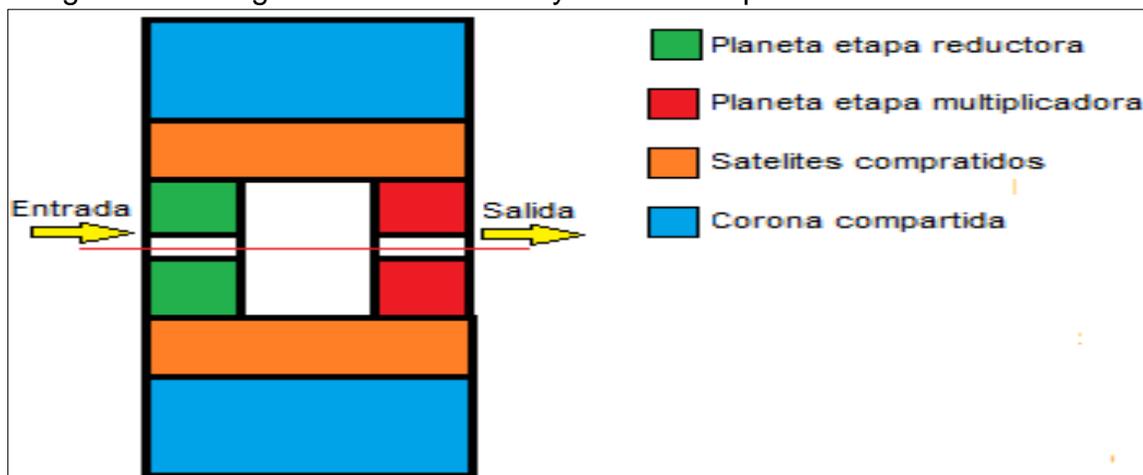
El primero de ellos es el caso antes descrito, en el que la corona está estática y el planeta y los satélites tienen un movimiento relativo. Para este caso la entrada de potencia estaría en los satélites y la salida en el planeta, estaría conformado por dos epicicloidales, un seguido de otro, de igual o de diferentes tamaños. El segundo caso se presenta cuando el planeta está estático, y los satélites con la corona tienen un movimiento relativo.

La ventaja del primer caso es la multiplicación significativa de la velocidad, como se puede observar en la ecuación 10, donde si la entrada de potencia son los satélites y su salida es el planeta, habrá una multiplicación de la velocidad de entrada, y en conjunto con el otro epicicloidal fijar las variables mecánicas a los valores suministrados por el usuario, lo que proporciona una estabilidad cuando se presenta la reducción en el estado de transmisión por engranajes epicicloidales, además de poder compartir la corona para crear resistencia en conjunto.

La ventaja del segundo caso es que, no hay una sustancial multiplicación de la velocidad angular como en el primer caso, pero se crea una resistencia significativa, debido al peso de la corona, esta resistencia se aplicaría en todo el desarrollo del ejercicio, aun cuando no se requiera el estado de resistencia, puesto que no se pueden compartir las coronas y su funcionamiento seria individual. Por lo anterior se escogió el caso uno para trabajar entre etapas reductora y estabilizar la velocidad de salida, ya que con el caso dos se presenta una resistencia inútil durante el desarrollo del ejercicio, aun cuando no se requiera esta, y el caso uno presenta la comodidad de que los epicicloidales puedan compartir una corona para crear una resistencia cuando se necesite.

Al conjunto de etapa reductora y multiplicadora se va a llamar modulo. Para que el modulo cumpla su función principal las etapas deben trabajar a la par para ejercer la resistencia al movimiento, para esto se optó por utilizar una configuración como la mostrada en la imagen 49. Así el modulo se conformaría por una corona compartida al igual que los satélites, y por los planetas de cada etapa que son independientes. Con esto se logra que en la primera marcha al estar la corona estática, la transferencia se haga por medio del satélite compartido y cada planeta haga el equilibrio de la velocidad angular; y que en la segunda marcha al tener la corona y el satélite girando a una velocidad igual, la resistencia al movimiento sea creada por todo el modulo.

Imagen 49. Configuración de satélites y corona compartida



Sabiendo que, el aumento de la resistencia en cada uno de los niveles de trabajo de las maquinas es resultado de realizar el acople del módulo para que este gire en conjunto y la masa que tenga que mover el usuario sea mayor, además que se realiza por medio del acople de la corona compartida al sistema de conversión, se debe entender que fenómeno es el que causa esta resistencia, para seleccionar un epicicloidal adecuado que genere la resistencia necesitada en cada nivel de ejercicio.

Para dimensionar los módulos de cada uno de los cambios se inició por realizar el análisis de la relación entre la inercia y el volumen que ocupa el cuerpo que realiza esta resistencia. Las dos variables están estrechamente relacionadas por medio del peso, del cual se puede hallar el volumen de un cuerpo conociendo el tipo de material con el que se fabricó. Dependiendo del volumen calculado adecuado para generar la resistencia deseada en cada uno de los niveles de ejercicio, se hará la selección de los epicicloidales calculando la inercia hecha por estos aumentando sus dimensiones hasta llevarlas las del volumen ideal y comparándola con la inercia ideal, escogiendo la que se aproxime más a este valor.

Para saber el volumen requerido se deben tener en cuenta las siguientes apreciaciones: la longitud máxima que puede ocupar el mecanismo de cambios entre los pedales es de máximo 35 cm; el tipo de material con el que es fabricado el mecanismo se tomó como acero y posee un peso específico de 76930 N/m³; el radio 1 o radio interno se va a tomar como 10 mm, aunque su variabilidad no afecta significativamente la inercia del cuerpo; el radio va a ser la variable dependiente, y en cada uno de los valores de inercia la longitud va a ser la variable independiente, tal cual como se observa en la ecuación 15, hallada despejando la ecuación 4 .

Ecuación 15. Radio externo

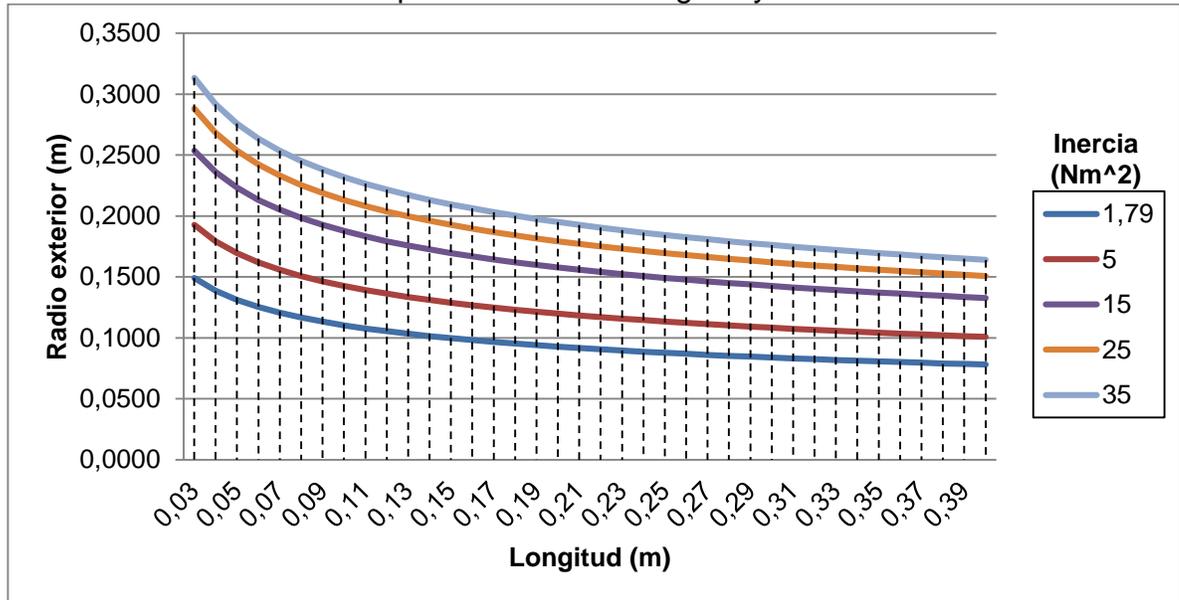
$$r_2 = \sqrt[4]{\frac{2 * I}{\pi * l * \rho} + r_1^4}$$

Según las apreciaciones hechas anteriormente se realizó el cálculo del radio medio y el volumen, en base a una serie de datos donde se tomaron longitudes por debajo de 35 cm e inercias de valores múltiplos de cinco, como se muestra en la tabla 13. Además se realizó la gráfica 3 con los datos obtenidos, para observa el comportamiento del volumen respecto a la longitud e inercia.

Tabla 13. Parámetros de radio y volumen según la longitud y la inercia

| Inercia (Nm ²) | 5 | | 15 | | 25 | | 35 | |
|-------------------------------|-------|--------------------|-------|--------------------|-------|--------------------|-------|--------------------|
| | R2(m) | V(m ³) |
| L (m) | | | | | | | | |
| 0,1 | 0,143 | 0,006 | 0,188 | 0,011 | 0,213 | 0,014 | 0,232 | 0,017 |
| 0,11 | 0,139 | 0,007 | 0,183 | 0,012 | 0,208 | 0,015 | 0,227 | 0,018 |
| 0,12 | 0,136 | 0,007 | 0,179 | 0,012 | 0,204 | 0,016 | 0,222 | 0,019 |
| 0,13 | 0,134 | 0,007 | 0,176 | 0,013 | 0,2 | 0,016 | 0,217 | 0,019 |
| 0,14 | 0,131 | 0,008 | 0,173 | 0,013 | 0,196 | 0,017 | 0,213 | 0,02 |
| 0,15 | 0,129 | 0,008 | 0,17 | 0,014 | 0,193 | 0,018 | 0,21 | 0,021 |
| 0,16 | 0,127 | 0,008 | 0,167 | 0,014 | 0,19 | 0,018 | 0,206 | 0,021 |
| 0,17 | 0,125 | 0,008 | 0,164 | 0,014 | 0,187 | 0,019 | 0,203 | 0,022 |
| 0,18 | 0,123 | 0,009 | 0,162 | 0,015 | 0,184 | 0,019 | 0,2 | 0,023 |
| 0,19 | 0,122 | 0,009 | 0,16 | 0,015 | 0,182 | 0,02 | 0,198 | 0,023 |
| 0,2 | 0,12 | 0,009 | 0,158 | 0,016 | 0,179 | 0,02 | 0,195 | 0,024 |
| 0,21 | 0,119 | 0,009 | 0,156 | 0,016 | 0,177 | 0,021 | 0,193 | 0,024 |
| 0,22 | 0,117 | 0,009 | 0,154 | 0,016 | 0,175 | 0,021 | 0,191 | 0,025 |
| 0,23 | 0,116 | 0,01 | 0,152 | 0,017 | 0,173 | 0,022 | 0,188 | 0,026 |
| 0,24 | 0,115 | 0,01 | 0,151 | 0,017 | 0,171 | 0,022 | 0,186 | 0,026 |
| 0,25 | 0,113 | 0,01 | 0,149 | 0,017 | 0,17 | 0,023 | 0,185 | 0,027 |
| 0,26 | 0,112 | 0,01 | 0,148 | 0,018 | 0,168 | 0,023 | 0,183 | 0,027 |
| 0,27 | 0,111 | 0,01 | 0,146 | 0,018 | 0,166 | 0,023 | 0,181 | 0,028 |
| 0,28 | 0,11 | 0,011 | 0,145 | 0,018 | 0,165 | 0,024 | 0,179 | 0,028 |
| 0,29 | 0,109 | 0,011 | 0,144 | 0,019 | 0,163 | 0,024 | 0,178 | 0,029 |
| 0,3 | 0,108 | 0,011 | 0,143 | 0,019 | 0,162 | 0,025 | 0,176 | 0,029 |
| 0,31 | 0,108 | 0,011 | 0,142 | 0,019 | 0,161 | 0,025 | 0,175 | 0,03 |
| 0,32 | 0,107 | 0,011 | 0,14 | 0,02 | 0,16 | 0,026 | 0,174 | 0,03 |
| 0,33 | 0,106 | 0,012 | 0,139 | 0,02 | 0,158 | 0,026 | 0,172 | 0,031 |
| 0,34 | 0,105 | 0,012 | 0,138 | 0,02 | 0,157 | 0,026 | 0,171 | 0,031 |
| 0,35 | 0,104 | 0,012 | 0,137 | 0,021 | 0,156 | 0,027 | 0,17 | 0,032 |

Gráfica 3. Radio externo dependiendo de la longitud y la inercia



Si se observa la gráfica 3 se puede detallar el comportamiento del radio exterior a partir de la longitud del objeto sobre cada uno de los valores de inercia dispuestos, el cual tiene un elevado cambio mediante se va disminuyendo la longitud o ancho del objeto, y cuando se aumenta la longitud una estabilidad donde no hay un cambio significativo del radio, lo que para el caso del mecanismo de cambio es una ventaja, ya que se desea que el mecanismo sea compacto, en cuanto a la longitud como al radio externo.

Tomando en cuenta lo mostrados anteriormente, se desea que el mecanismo de cambios tenga una longitud máxima de 35 cm, pero esta longitud incluye, además de los módulos, el mecanismo de accionamiento, los rodamientos y un piñón del sistema de transmisión por cadena. Por esta razón se decidió disminuir la longitud de trabajo de los módulos a 20 cm, lo que dejara 15 cm de espacio para los demás elementos.

Según lo puntualizado en el párrafo anterior para una longitud de 20 cm el radio externo del disco, observando la gráfica 3, es de 19,51 cm. Se toma el radio de la curva de la inercia de 35 Nm² porque la longitud es la total de los módulos por los cuales se vayan a optar y la inercia es la máxima que se desea conseguir a la hora de que el tripulante realice el trabajo. Ahora tomando la tabla 13, el volumen para este disco con estas dimensiones es de 0,0238 m³.

Calculado el volumen total de los módulos, se utilizó el catálogo online de engranajes de la empresa japonesa KHK Gears, para seleccionar el epicicloidal adecuado. La tabla de engranajes epicicloidales que se puede ver en el anexo C, muestra una serie de características tanto geométricas como mecánicas de estos

y una referencia de cada uno de los elementos que la componen para poder buscarlos en el mismo catálogo, y así obtener características específicas.

La selección del epicicloidal se realizara mediante el cálculo de la inercia efectuada por los ejemplares seleccionados del catálogo, de los cuales se escogerá el que tenga una inercia muy cercana a la teórica propuesta que es de 35 Nm². Para el análisis se escogieron 13 tipos de epicicloidales, como se muestra en la tabla 14, donde se puede observar que, aunque hay similitudes en algunas dimensiones como el diámetro externo, el tamaño de sus elementos y las configuraciones logradas, difieren en cuanto a la relación de transmisión y su peso. Se seleccionaron estos epicicloidales por el tamaño de sus piezas para que estas puedan resistir las fuerzas y esfuerzos durante el desarrollo del ejercicio, además tienen las dimensiones adecuadas para acoplarse con ejes o arboles de tamaño considerable.

Tabla 14. Tabulación de datos de epicicloidales de KHK

| Peso (Kg) | Diámetro (m) | | | No satélites | Longitud (m) | Volumen (m ³) |
|-----------|--------------|----------|---------|--------------|--------------|---------------------------|
| | Corona | Satélite | Planeta | | | |
| 7,33 | 0,26 | 0,08 | 0,04 | 3 | 0,025 | 0,00093 |
| 7,97 | 0,26 | 0,075 | 0,05 | 4 | 0,025 | 0,00101 |
| 7,47 | 0,26 | 0,05 | 0,1 | 4 | 0,025 | 0,00091 |
| 8,57 | 0,25 | 0,072 | 0,036 | 3 | 0,03 | 0,00108 |
| 6,01 | 0,25 | 0,08 | 0,04 | 4 | 0,02 | 0,00076 |
| 5,02 | 0,25 | 0,05 | 0,1 | 3 | 0,02 | 0,00061 |
| 5,03 | 0,21 | 0,06 | 0,03 | 3 | 0,025 | 0,00063 |
| 3,85 | 0,21 | 0,064 | 0,032 | 3 | 0,02 | 0,00048 |
| 4,18 | 0,21 | 0,06 | 0,04 | 4 | 0,02 | 0,00052 |
| 3,93 | 0,21 | 0,04 | 0,08 | 4 | 0,02 | 0,00047 |
| 1,72 | 0,16 | 0,048 | 0,024 | 3 | 0,015 | 0,00021 |
| 1,86 | 0,16 | 0,045 | 0,03 | 4 | 0,015 | 0,00022 |
| 1,77 | 0,16 | 0,03 | 0,06 | 4 | 0,015 | 0,00020 |

Para conseguir la inercia requerida se debe realizar un aumento del radio externo y la longitud de cada uno de los módulos. El radio externo ya fue calculado y tomo un valor de 19,51 cm, o sea 39,02 cm mediría el diámetro externo de la corona. Para la longitud se dividió en partes iguales la longitud planteada como espacio que podrían ocupar los epicicloidales, así la longitud de cada uno de los módulos será de 6,6667 cm, tomada como 6 cm. Con lo anterior claro y las dimensiones de cada elemento consignado se procedieron a calcular la inercia de cada elemento, para luego hallar la inercia total del módulo y con esto obtener el valor total del mecanismo de cambios, todo esto consignado en la tabla 15.

Tabla 15. Inercia de elementos de los epicicloidales

| Peso (Kg) | Inercia corona (Nm ²) | inercia satélite (Nm ²) | inercia planeta (Nm ²) | Inercia modulo (Nm ²) | Inercia máxima (Nm ²) |
|-----------|-----------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 7,33 | 10,306 | 0,130 | 0,00045 | 10,697 | 32,091 |
| 7,97 | 10,306 | 0,112 | 0,00115 | 10,755 | 32,266 |
| 7,47 | 10,306 | 0,044 | 0,01885 | 10,519 | 31,558 |
| 8,57 | 10,556 | 0,084 | 0,00034 | 10,810 | 32,430 |
| 6,01 | 10,306 | 0,130 | 0,00036 | 10,827 | 32,480 |
| 5,02 | 10,306 | 0,044 | 0,01508 | 10,468 | 31,404 |
| 5,03 | 10,802 | 0,040 | 0,00012 | 10,922 | 32,766 |
| 3,85 | 10,735 | 0,052 | 0,00013 | 10,891 | 32,673 |
| 4,18 | 10,735 | 0,045 | 0,00036 | 10,914 | 32,742 |
| 3,93 | 10,735 | 0,017 | 0,00616 | 10,815 | 32,444 |
| 1,72 | 10,938 | 0,016 | 0,00002 | 10,985 | 32,954 |
| 1,86 | 10,938 | 0,013 | 0,00007 | 10,991 | 32,974 |
| 1,77 | 10,938 | 0,005 | 0,00145 | 10,959 | 32,878 |

Observando la tabla 15, los epicicloidales que más se acercaron al valor teórico de inercia calculado son los que tienen un peso de 1,72 Kg, 1,86 Kg y 1,77 Kg, una inercia por módulo mayor a de 19,95 Nm² y una inercia máxima mayor a 32,8 Nm².

Para corroborar y hacer la selección del epicicloidal, además del análisis de inercia, se realizó un análisis de esfuerzos para cada uno de los engranajes que lo componen, teniendo en cuenta las variables máximas de trabajo de la máquina, las cuales se encuentran consignadas en la tabla 12.

El primero es el análisis de esfuerzo flexionante en los dientes. Para desarrollarlo se va a tener en cuenta la ecuación de Lewis modificada, mostrada en la ecuación 16, que describe el comportamiento del esfuerzo en el perfil involuta del diente. La metodología que se va a utilizar es la comparación del esfuerzo flexionante admisible del material, con el esfuerzo realizado por el ejercicio, en cada uno de los elementos y para un solo modulo, ya que todos tienen las mismas dimensiones.

Ecuación 16. Esfuerzo flexionante en el diente

$$S_f = \frac{F_t * P_d}{F * J} * K_o * K_j * K_m * K_B * K_Y$$

Donde S_f = esfuerzo flexionante, F_t = Fuerza tangencial, P_d = paso diametral, F = ancho de la cara del diente, J = Factor de geometría, K_o = Factor de sobrecarga para resistencia flexionante, K_j = Factor de tamaño para la resistencia flexionante, K_m =Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante, K_B =Factor de espesor de orilla y K_Y = Factor dinámico para la resistencia flexionante.

Para resolver esta ecuación para cada elemento se deben tener en cuenta algunas apreciaciones. La fuerza máxima aplicada es diferente para cada uno de los elementos, discriminando su cantidad, por lo cual se va a tener en cuenta el torque máximo aplicado que se encuentra en la tabla 12 con un valor de 44,1387 Nm; el material con el que vienen fabricado los engranajes es un acero S45C21 en la norma japonesa o AISI 1045 en la norma SAE, el cual posee un esfuerzo de flexión de 30000 psi²², que equivale a 206,84 Mpa. A la superficie del engrane se le hizo un temple en agua a 820°C y un revenido a 320°C para obtener un dureza brinell de 313²³ y su esfuerzo de flexión admisible sería de 290 Mpa; la fuerza máxima se va a realizar cuando el modulo este trabajando en conjunto, lo que quiere decir que los satélites y la corona no van a tener esfuerzo de flexión en los dientes porque su movimiento se va a hacer solidario debido al embrague, así que el planeta es el elemento que va a cargar el modulo y sus dientes van a recibir el mayor esfuerzo por flexión del módulo, aunque los satélites también sufrirían una carga similar a la del planeta, debido al arrastre del planeta sobre este, pero sin realizar un movimiento circular propio, sino en conjunto con el planeta, así sus análisis tendrían las mismas características.

Teniendo en cuenta lo anterior, el análisis de esfuerzo flexionante se realizara para el planeta únicamente, ya que es el elemento crítico del mecanismo. Este análisis comienza por calcular los factores que hacen parte de la ecuación 15. El primero de ellos es el paso diametral, que se halla con la siguiente ecuación.

Ecuación 17. Paso diametral

$$P_d = \frac{N}{D_p}$$

Donde N= número de dientes y D_p= diámetro de paso. El paso diametral normalmente se expresa en pulg⁻¹, pero para el caso del cálculo de esfuerzos se expresara mediante el sistema métrico, para que las unidades finales sean lógicas.

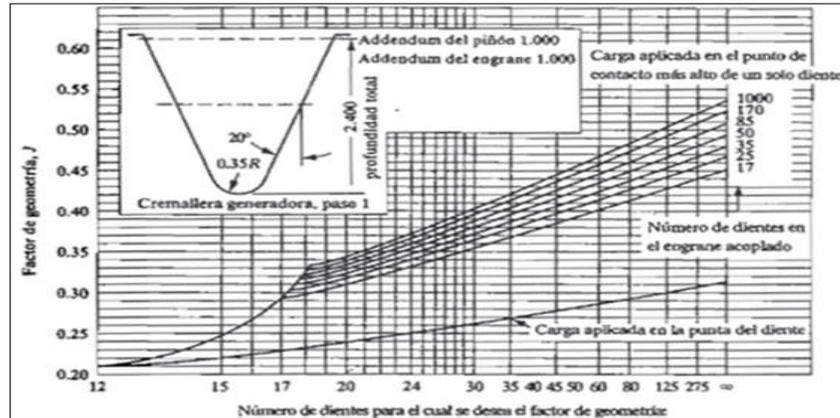
El siguiente factor es el factor de geometría o J, el cual combina valores de concentración de esfuerzo, aplicación de fuerza y un factor de Lewis que describe algunas características geométricas importantes del diente del engranaje. Este factor se puede calcular mediante la gráfica 4, teniendo en cuenta el número de dientes de los engranajes analizados. Se debe tener en cuenta que esta grafica solo sirve para engranajes con un ángulo de presión de 20°.

²¹ http://www.khkgears.co.jp/world/ecatalog/3013_catalog/index.html#page=185 pg 30 y 183

²² http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m1/tablas%20y%20graficas.pdf pg 21

²³ <http://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013A nexos.pdf?sequence=2>

Grafica 4. Factor de geometría, ángulos de contacto 20°



Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson

Los siguientes factores a calcular corresponden al ajuste que se hace de la ecuación original, para que el valor se acerque a los del funcionamiento real de los engranajes.

El primero de ellos es el factor de sobrecarga que tiene en cuenta la variación de la carga, las vibraciones, choques, cambios de velocidad y otras condiciones específicas de la aplicación. Este se calcula mediante la tabla 16, donde se puede encontrar el valor del factor de sobrecarga, dependiendo si no hay choques o uniforme, choque ligero y choque moderado, teniendo en cuenta la fuente de potencia y la maquina impulsada. Para el caso de las máquinas de gimnasio, la fuente de potencia es el usuario, que realiza y aplica una fuerza variable durante todo el ejercicio, lo que supondría un choque ligero, y la maquina impulsada es una generador, el cual aunque maneja una velocidad constante que depende de los valores de entrada que proporcione el usuario, ósea un choque uniforme. Debido a lo anterior según la tabla 16, el factor de sobrecarga seria de 1,2.

Tabla 16. Factor de sobrecarga

| Fuente de potencia | Máquina impulsada | | | |
|--------------------|-------------------|---------------|-----------------|---------------|
| | Uniforme | Choque ligero | Choque moderado | Choque pesado |
| Uniforme | 1.00 | 1.25 | 1.50 | 1.75 |
| Choque ligero | 1.20 | 1.40 | 1.75 | 2.25 |
| Choque moderado | 1.30 | 1.70 | 2.00 | 2.75 |

EL siguiente es el factor de tamaño, en el cual se tiene en cuenta las dimensiones del engranaje, y se calcula con la tabla 17, la cual mediante el modulo o el paso diametral se puede conocer el factor de tamaño. Para engrane con dientes

grandes o grandes anchos de caras, se recomienda manejar un valor mayor a 1²⁴. Los engranajes de los epicicloidales a estudiar manejan un módulo entre 1,5 y 2, pero debido a que hay un aumento de la longitud de la corona y los satélites, se seleccionó el factor como si el engranaje tuviera un módulo de 6, ya que la longitud es de 6 cm. Así que este factor tomaría un valor de 1,05.

Tabla 17. Factor de tamaño

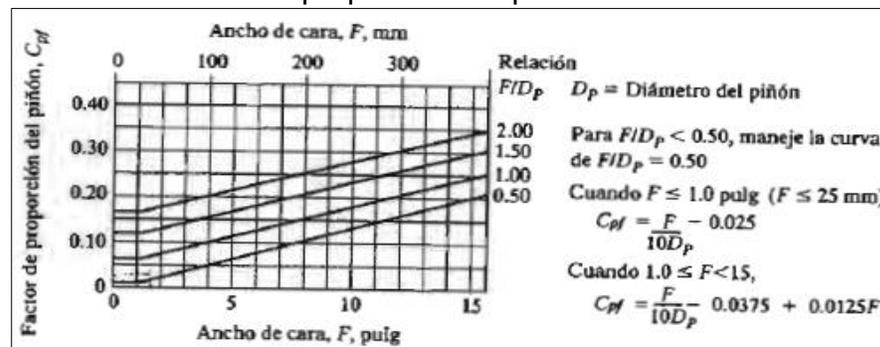
| Paso diametral, P_d | Módulo métrico, m | Factor de tamaño, K_s |
|--------------------------|------------------------|----------------------------|
| ≥ 5 | ≤ 5 | 1.00 |
| 4 | 6 | 1.05 |
| 3 | 8 | 1.15 |
| 2 | 12 | 1.25 |
| 1.25 | 20 | 1.40 |

El siguiente factor es el factor de distribución de carga, la cual se obtiene del análisis del tipo de montaje, los ejes, las cajas y la estructura al cual esta acoplado del engranaje. Para obtener el valor de este factor se debe utilizar la ecuación 18, la cual está compuesta por dos factores que describen diferentes características. El primero es el factor de proporción del piñón (C_{pf}), el cual se calcula mediante la gráfica y las ecuaciones encontradas en la gráfica 5, dependiendo del caso al que este aplicado.

Ecuación 18. Factor de distribución de carga

$$K_m = 1 + C_{fp} + C_{ma}$$

Gráfica 5. Factor de proporción del piñón



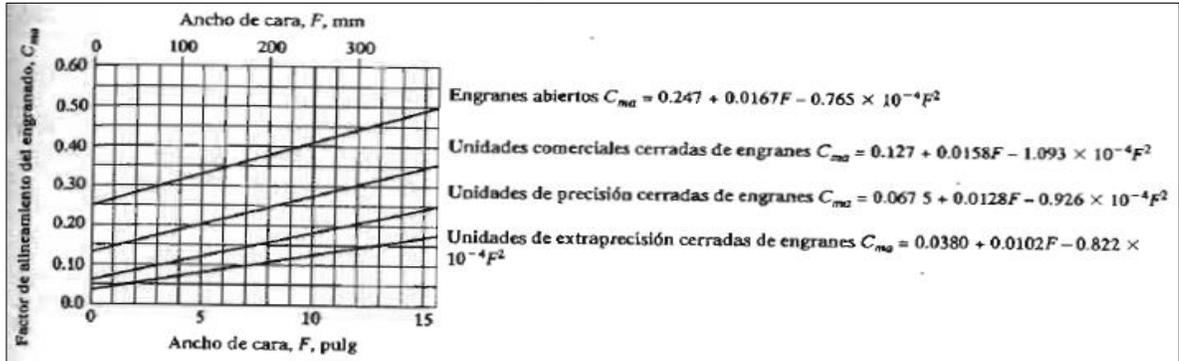
Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edición*. Mexico: Pearson

El segundo factor es el factor de alineamiento del engranado, el cual tiene en cuenta el tipo de cojinetes donde van montados los engranes. Este se puede

²⁴ Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edición*. Mexico: Pearson. pag 389

seleccionar mediante la gráfica de la imagen 53. Para este caso se va a tomar que el montaje es de engranes abiertos, ya que los rodamientos no van montados en ninguna estructura especial, sino van montados en la carcasa directamente.

Grafica 6. Factor de alineación de engranado

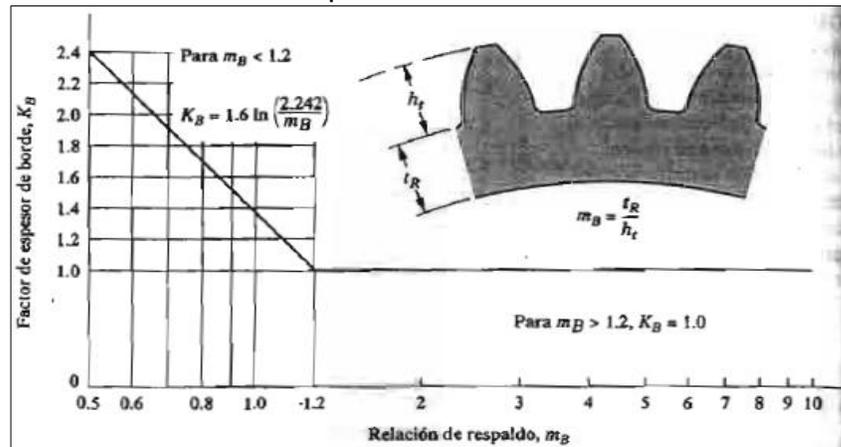


Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson

Con cada uno de los factores calculados se despejan en la ecuación 18 y con esto se obtiene el factor de distribución de carga, que para cada uno de los planetas de los epicicloidales estudiados será diferente.

El siguiente es el factor de espesor de orilla, el cual analiza el espesor de la orilla del engrane, puesto que entre más delgada sea tendera a deformarse con más facilidad o rapidez. Para calcular este factor primero se debe tener en cuenta una expresión que relaciona el espesor de la orilla con la altura del diente, llamada m_b , y se calcula con la ecuación 19. Seguido a esto, se utiliza la gráfica 7 para encontrar el valor del factor mediante el uso del m_b calculado.

Grafica 7. Factor de espesor de orilla



Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de Maquina, cuarta edicion*. Mexico: Pearson

Ecuación 19. Relación de respaldo

$$m_b = \frac{t_g}{h_t}$$

Donde t_g = espesor de la orilla y h_t = profundidad total de diente. Para hallar estos dos valores se utilizan las ecuaciones 20 y 21.

Ecuación 20. Profundidad total del diente

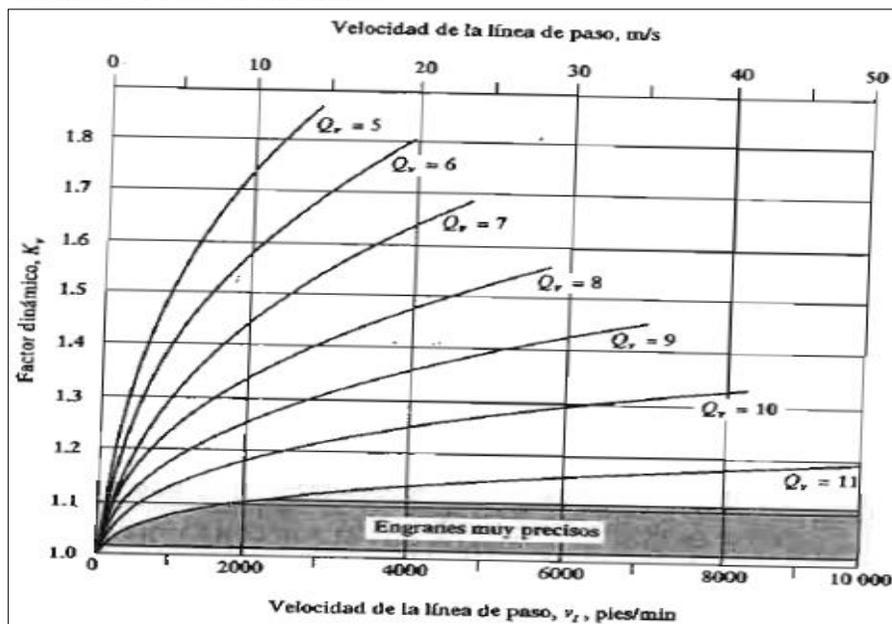
$$h_t = m + (1,25 * m)$$

Ecuación 21. Espesor de orilla

$$t_g = \left(\frac{D_p}{2} - (1,25 * m)\right) - r_1$$

El siguiente factor es el factor dinámico, con el cual se considera que la carga es resistida por un diente, con cierto grado de impacto, y que la carga real sobre el diente es mayor que la carga transmitida sola. Para determinar este factor se debe tener en cuenta la velocidad de la línea de paso del engrane o velocidad tangencial para este caso, y la calidad del engrane determinada con la tabla 18, dependiendo del criterio del diseñador y de la función o la velocidad tangencial. Con esto, el valor se halla en la gráfica 8.

Grafica 8. Factor dinámico



Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson

Tabla 18. Numero de calidad de engranes

| Aplicación | Número de calidad | Aplicación | Número de calidad |
|--|-------------------|------------------------------------|-------------------------------|
| Accionamiento de tambor mezclador de cemento | 3-5 | Taladro pequeño | 7-9 |
| Horno de cemento | 5-6 | Lavadora de ropa | 8-10 |
| Impulsores de laminadoras de acero | 5-6 | Prensa de impresión | 9-11 |
| Cosechadora de granos | 5-7 | Mecanismo de cómputo | 10-11 |
| Grúas | 5-7 | Transmisión automotriz | 10-11 |
| Prensas de punzonado | 5-7 | Accionamiento de antena de radar | 10-12 |
| Transportador de mina | 5-7 | Accionamiento de propulsión marina | 10-12 |
| Máquina para fabricar cajas de papel | 6-8 | Accionamiento de motor de avión | 10-13 |
| Mecanismo de medidores de gas | 7-9 | Giroscopio | 12-14 |
| Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad | | | |
| Velocidad de la línea de paso (pies/min) | Número de calidad | | Velocidad de la línea de paso |
| 0-800 | 6-8 | | 0-4 |
| 800-2000 | 8-10 | | 4-11 |
| 2000-4000 | 10-12 | | 11-22 |
| Más de 4000 | 12-14 | | Más de 22 |

Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson

Con los factores calculados se calcula el esfuerzo por flexión que se genera en los planetas de cada epicicloidal a estudiar con la ecuación 16. Teniendo en cuenta esto, se tabularon los resultados para cada epicicloidal en la tabla 19, además de los factores correspondientes para cada uno.

Tabla 19. Esfuerzo flexionante y factores de corrección para los epicicloidales

| Peso (Kg) | Fuerza tangencial (MN) | Paso diametr al Pd (m) | J | Ko | Ks | Km | Kb | Kv | Sf |
|-----------|------------------------|------------------------|-------|-----|----|------|----|----|--------|
| 7,33 | 0,0022 | 400 | 0,267 | 1,2 | 1 | 1,28 | 1 | 1 | 203,14 |
| 7,97 | 0,0018 | 400 | 0,32 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1 | 134,53 |
| 7,47 | 0,0009 | 400 | 0,383 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1 | 56,20 |
| 8,57 | 0,0025 | 333,3 | 0,21 | 1,2 | 1 | 1,29 | 1 | 1 | 200,84 |
| 6,01 | 0,0022 | 500 | 0,325 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1 | 258,72 |
| 5,02 | 0,0009 | 500 | 0,405 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1 | 83,05 |
| 5,03 | 0,0029 | 400 | 0,21 | 1,2 | 1 | 1,29 | 1 | 1 | 347,06 |
| 3,85 | 0,0028 | 500 | 0,267 | 1,2 | 1 | 1,28 | 1 | 1 | 396,75 |
| 4,18 | 0,0022 | 500 | 0,32 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1 | 262,76 |
| 3,93 | 0,0011 | 500 | 0,383 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1 | 109,77 |
| 1,72 | 0,0037 | 666,67 | 0,267 | 1,2 | 1 | 1,28 | 1 | 1 | 940,45 |
| 1,86 | 0,0029 | 666,67 | 0,32 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1 | 622,85 |
| 1,77 | 0,0015 | 666,67 | 0,383 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1 | 260,20 |

Para saber la viabilidad de la selección por medio del esfuerzo de flexión, hay que compara el esfuerzo de flexión real hallado con un esfuerzo de flexión admisible, tomado del esfuerzo de flexión admisible del material. Para calcular el esfuerzo de flexión admisible se utiliza la ecuación 22, la cual relaciona el esfuerzo de flexión admisible por el material con varios factores de diseño.

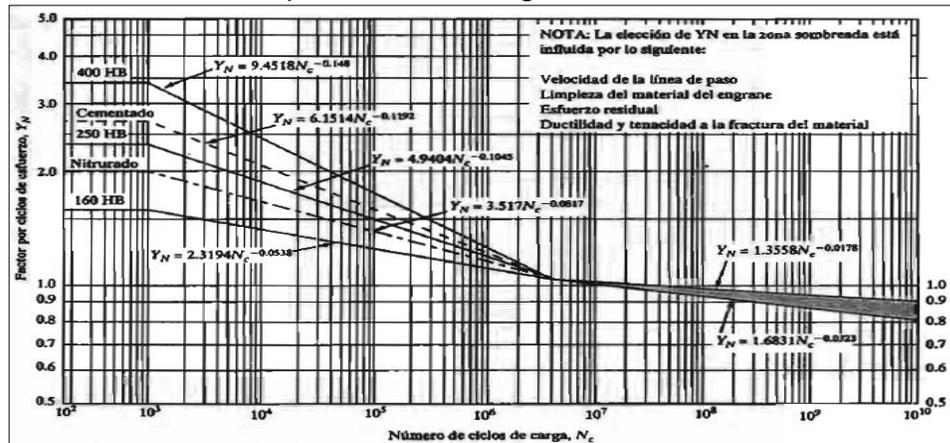
Ecuación 22. Esfuerzo flexionante admisible

$$S_{ad}^{\prime} = S_{ad} \left(\frac{Y_N}{FS * K_r} \right)$$

Donde S_f^{\prime} = esfuerzo de flexión admisible, S_f = esfuerzo de flexión del material, Y_N = Factor de ciclos por esfuerzo, SF = Factor de seguridad y K_r = Factor de confiabilidad.

Para resolver la ecuación 22, se calcularon los factores que afectan el esfuerzo admisible por flexión del material. El primero es el factor de ciclos por esfuerzo (Y_N). Su cálculo se realiza por medio de la gráfica 9, en la cual se obtiene el valor mediante el conocimiento de los ciclos de carga del engranaje y la dureza del material. Para un AISI 1045 con este tipo de tratamiento, la dureza brinell es de 163 BH²⁵. Para calcular el número de ciclos de carga, con la ecuación 23, donde se debe conocer la vida de diseño en horas, que se recomienda que sean 20000 Hr; se debe conocer la velocidad de giro del engrane que para este caso sería de 133,8 rpm, y el número de aplicación de carga por revolución que equivaldría a la cantidad de satélites de cada epicicloidal.

Gráfica 9. Esfuerzo por ciclos de carga



Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edición*. Mexico: Pearson

Ecuación 23. Numero de ciclos de carga

$$N_c = 60 * L * n * q$$

Donde N_c = Numero de ciclos de carga, L = vida de diseño en horas, n = velocidad de giro del engrane y q = número de aplicaciones carga por revolución.

²⁵ <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6130>

El siguiente factor es el factor de seguridad, el cual depende de la intención del diseño y el criterio del diseñador, que para este caso se tomó como 1,5, debido a la incertidumbre de datos de entrada.

Y por último el factor de confiabilidad (K_r) que se obtiene de la tabla 20, la cual esta calcula mediante cifras de análisis estadísticos de datos de fallas. Para este caso este factor se tomó como 1, el cual expresa que puede haber una falla de cien.

Tabla 20. Factor de confiabilidad

| Confiabilidad | K_r |
|-----------------------------|-------|
| 0.90, una falla en 10 | 0.85 |
| 0.99, una falla en 100 | 1.00 |
| 0.999, una falla en 1000 | 1.25 |
| 0.9999, una falla en 10 000 | 1.50 |

Teniendo en cuenta la forma de calcular los datos expuestos anteriormente, se realizó la tabulación de estos para cada uno de los epicicloidales estudiados en la tabla 21, donde también se muestra la comparación entre los dos esfuerzos de flexión, sabiendo que $Sad' > Sf$.

Tabla 21. Esfuerzo de cortante flexionante en los dientes

| Peso (Kg) | Ciclos de carga N_c | Y_n | K_r | FS | Sad (Mpa) | Sad' (Mpa) | Sf (Mpa) |
|-----------|-----------------------|-------|-------|-----|-------------|--------------|------------|
| 7,33 | 481680000 | 0,611 | 1 | 1,5 | 290 | 118,22 | 203,14 |
| 7,97 | 642240000 | 0,593 | 1 | 1,5 | 290 | 114,72 | 134,53 |
| 7,47 | 642240000 | 0,593 | 1 | 1,5 | 290 | 114,72 | 56,20 |
| 8,57 | 481680000 | 0,611 | 1 | 1,5 | 290 | 118,22 | 200,84 |
| 6,01 | 642240000 | 0,593 | 1 | 1,5 | 290 | 114,72 | 258,72 |
| 5,02 | 481680000 | 0,611 | 1 | 1,5 | 290 | 118,22 | 83,05 |
| 5,03 | 481680000 | 0,611 | 1 | 1,5 | 290 | 118,22 | 347,06 |
| 3,85 | 481680000 | 0,611 | 1 | 1,5 | 290 | 118,22 | 396,75 |
| 4,18 | 642240000 | 0,593 | 1 | 1,5 | 290 | 114,72 | 262,76 |
| 3,93 | 642240000 | 0,593 | 1 | 1,5 | 290 | 114,72 | 109,77 |
| 1,72 | 481680000 | 0,611 | 1 | 1,5 | 290 | 118,22 | 940,45 |
| 1,86 | 642240000 | 0,593 | 1 | 1,5 | 290 | 114,72 | 622,85 |
| 1,77 | 642240000 | 0,593 | 1 | 1,5 | 290 | 114,72 | 260,20 |

Observando la tabla 21, se puede ver que solo tres de los trece planetas de los epicicloidales es apto para ser utilizado en el mecanismo, fabricados con un material AISI 1045. Con esto se pueden discriminar varios epicicloidales tenidos en cuenta, que si salen aceptables del siguiente análisis de esfuerzo son opciones totalmente aptas para el uso en los módulos del mecanismo de cambios.

El siguiente análisis, para corroborar lo anteriormente hecho, es el análisis de la resistencia por picadura de los engranes. La picadura es el fenómeno en el que se eliminan pequeñas partículas de la superficie de las caras del diente, debido a los grandes esfuerzos de contacto que causan fatiga.²⁶

Para saber la resistencia a la picadura se debe realizar el cálculo del esfuerzo por contacto del diente. Este se calcula mediante la ecuación 24, la cual relaciona la geometría del diente con datos como el módulo de elasticidad y la relación de poisson. Para obtener un valor real se adicionaron factores de corrección, iguales a los utilizados en el análisis de esfuerzo por flexión del diente, de hecho se utilizan los mismos valores de estos factores para solucionar la ecuación.

Ecuación 24. Esfuerzo por contacto del diente

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{F_t * K_o * K_s * K_m * K_v}{F * D_p * J}}$$

Donde S_c = esfuerzo de contacto, C_p = Coeficiente elástico, F_t = Fuerza tangencial, D_p = Diámetro de paso, F = ancho de la cara del diente, J = Factor de geometría para esfuerzo de contacto, K_o = Factor de sobrecarga, K_j = Factor de tamaño, K_m =Factor de distribución de carga y K_v = Factor dinámico.

Para calcular el coeficiente elástico se va a tener en cuenta la tabla 22, la cual nos muestra la relación entre dos materiales y dependiendo de esto el coeficiente elástico que hay entre los dos, que para este caso ya que son aceros seria de 191 Mpa.

Tabla 22. Módulo de elasticidad para diferentes materiales

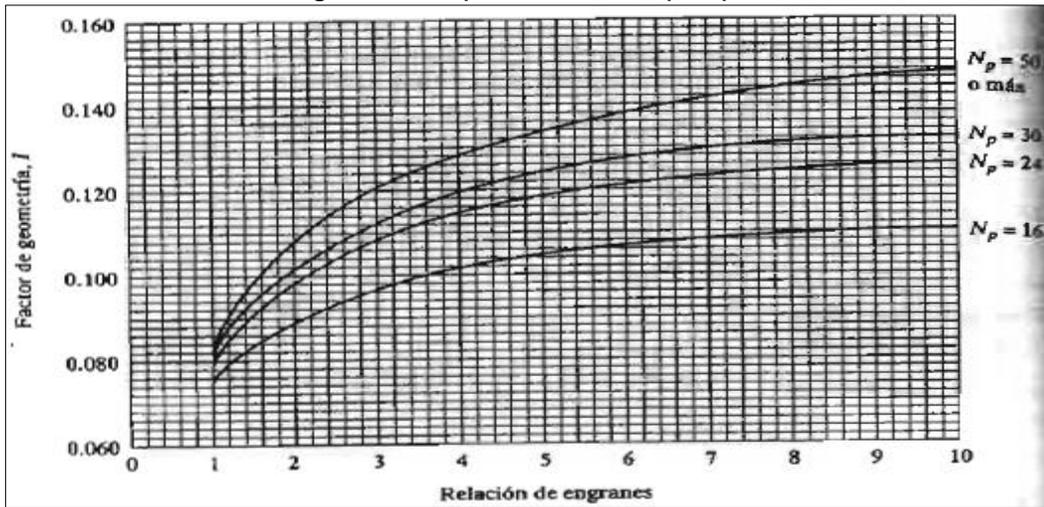
| Material del piñón | Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa) | Material y módulo de elasticidad E_r , lb/pulg ² (MPa), del engrane | | | | | |
|--------------------|---|---|--|---|--|---|---|
| | | Acero 30×10^6 (2×10^5) | Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5) | Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5) | Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5) | Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5) | Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5) |
| Acero | 30×10^6 (2×10^5) | 2300 (191) | 2180 (181) | 2160 (179) | 2100 (174) | 1950 (162) | 1900 (158) |
| Hierro maleable | 25×10^6 (1.7×10^5) | 2180 (181) | 2090 (174) | 2070 (172) | 2020 (168) | 1900 (158) | 1850 (154) |
| Hierro nodular | 24×10^6 (1.7×10^5) | 2160 (179) | 2070 (172) | 2050 (170) | 2000 (166) | 1880 (156) | 1830 (152) |
| Hierro colado | 22×10^6 (1.5×10^5) | 2100 (174) | 2020 (168) | 2000 (166) | 1960 (163) | 1850 (154) | 1800 (149) |
| Bronce de aluminio | 17.5×10^6 (1.2×10^5) | 1950 (162) | 1900 (158) | 1880 (156) | 1850 (154) | 1750 (145) | 1700 (141) |
| Bronce de estaño | 16×10^6 (1.1×10^5) | 1900 (158) | 1850 (154) | 1830 (152) | 1800 (149) | 1700 (141) | 1650 (137) |

Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson

²⁶ Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson. pag 399

El factor de geometría para este análisis de esfuerzo no es el mismo hecho para el esfuerzo de flexión, por esto se tiene en cuenta la gráfica 10, donde para obtener el valor de este factor se deben relacionar los dientes del par de engranes acoplados y la relación de transmisión; además solo sirve para engranajes con un ángulo de presión de 20°.

Grafica 10. Factor de geometría para esfuerzo por picadura



Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuartaedicion*. Mexico: Pearson

Teniendo en cuenta lo mostrado anteriormente, en la tabla 23 se tabularon los resultados para cada uno de los engranajes epicicloidales estudiados.

Tabla 23. Tabulación del esfuerzo por contacto para los epicicloidales

| Peso (Kg) | Fuerza tangencial (MN) | Diámetro de paso (m) | J | Ko | Ks | Km | Kv | Sc (Mpa) |
|-----------|------------------------|----------------------|-------|-----|----|------|----|----------|
| 7,33 | 0,0022 | 0,04 | 0,129 | 1,2 | 1 | 1,28 | 1 | 1215,82 |
| 7,97 | 0,0018 | 0,05 | 0,124 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 982,41 |
| 7,47 | 0,0009 | 0,1 | 0,106 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 531,28 |
| 8,57 | 0,0025 | 0,036 | 0,121 | 1,2 | 1 | 1,29 | 1 | 1283,43 |
| 6,01 | 0,0022 | 0,04 | 0,133 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1325,69 |
| 5,02 | 0,0009 | 0,1 | 0,110 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 583,08 |
| 5,03 | 0,0029 | 0,03 | 0,121 | 1,2 | 1 | 1,29 | 1 | 1687,11 |
| 3,85 | 0,0028 | 0,032 | 0,129 | 1,2 | 1 | 1,28 | 1 | 1699,15 |
| 4,18 | 0,0022 | 0,04 | 0,124 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1372,96 |
| 3,93 | 0,0011 | 0,08 | 0,106 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 742,48 |
| 1,72 | 0,0037 | 0,024 | 0,129 | 1,2 | 1 | 1,28 | 1 | 2616,02 |
| 1,86 | 0,0029 | 0,03 | 0,124 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 2113,81 |
| 1,77 | 0,0015 | 0,06 | 0,106 | 1,2 | 1 | 1,27 | 1 | 1143,12 |

Para saber cuál epicicloidal es apto mediante el análisis de esfuerzo de contacto, se debe conocer el esfuerzo de contacto admisible del material, para esto se utilizó la ecuación 25.

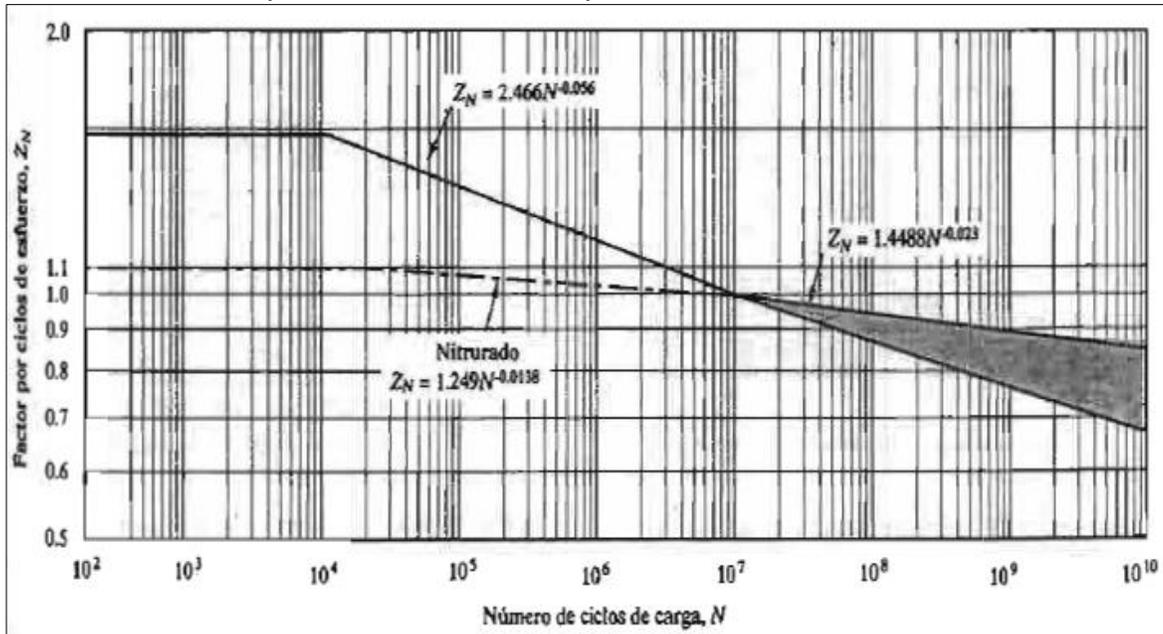
Ecuación 25 Esfuerzo de contacto admisible del material

$$S_{ca}^{\prime} = S_{ca} \left(\frac{Z_N * C_h}{FS * K_r} \right)$$

Donde S_{ca}^{\prime} = Esfuerzo de contacto admisible, S_{ca} = esfuerzo de contacto del material, Z_N = Factor de resistencia a la picadura por de ciclos por esfuerzo, C_h = Factor por relación de durezas, FS = Factor de seguridad y K_r = Factor de confiabilidad.

Para calcular el valor del factor de resistencia a la picadura por ciclos por esfuerzo, se utilizó la gráfica 11, el cual se halló para cada uno de los casos, y donde se tomó el número de ciclos de carga igual que en el análisis de esfuerzo por flexión. Para saber el esfuerzo de contacto del material, se necesita conocer la dureza del material, la cual para el acero AISI 1045 con este tipo de tratamiento es de 313 HB, con el cual aproximándolo se obtiene que el esfuerzo por contacto sea de 912 Mpa²⁷.

Gráfica 11. Factor por ciclos de esfuerzo por contacto

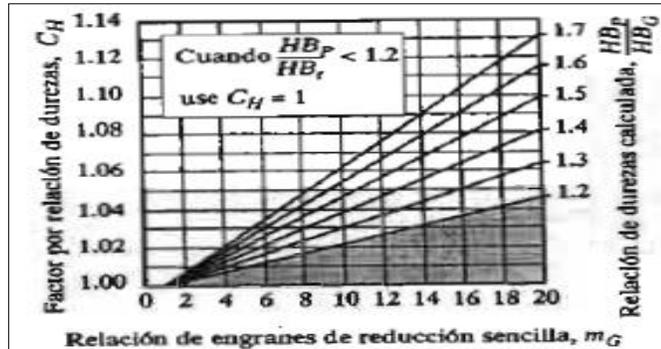


Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edición*. Mexico: Pearson

²⁷http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m1/tablas%20y%20graficas.pdf pg 22

Para calcular el factor por relación de dureza, que como su nombre lo dice relaciona las durezas del par de engranajes utilizados para incluirlos en la resistencia por picadura del material y así tener un análisis más amplio de este. Para encontrar este valor se utiliza la gráfica 12. Ya que el material de los engranajes es el mismo, la relación entre las durezas va a ser 1, por lo cual el factor de relación de dureza será 1.

Gráfica 12. Factor por relación de durezas



Teniendo en cuenta lo anterior, se tabularon los valores antes mencionados y el esfuerzo por contacto del material para cada uno de los casos de epicicloidales estudiados, los cuales se pueden encontrar en la tabla 24. Además de esto, se muestran también los resultados calculados para el esfuerzo por contacto de cada uno de los planetas de los epicicloidales, para que puedan ser comparados uno con el otro, y así encontrar el epicicloidal apto para la aplicación

Tabla 24. Tabulación de resultados esfuerzo de contacto

| Peso (Kg) | Ciclos de carga Nc | Zn | Kr | FS | Sca (Mpa) | Sca' (Mpa) | Sf (Mpa) |
|-----------|--------------------|-------|----|------|-----------|------------|----------|
| 7,33 | 481680000 | 0,915 | 1 | 1,05 | 912 | 556,17 | 1215,82 |
| 7,97 | 642240000 | 0,909 | 1 | 1,05 | 912 | 552,50 | 982,41 |
| 7,47 | 642240000 | 0,909 | 1 | 1,05 | 912 | 552,50 | 531,28 |
| 8,57 | 481680000 | 0,915 | 1 | 1,05 | 912 | 556,17 | 1283,43 |
| 6,01 | 642240000 | 0,909 | 1 | 1,05 | 912 | 552,50 | 1325,69 |
| 5,02 | 481680000 | 0,915 | 1 | 1,05 | 912 | 556,17 | 583,08 |
| 5,03 | 481680000 | 0,915 | 1 | 1,05 | 912 | 556,17 | 1687,11 |
| 3,85 | 481680000 | 0,915 | 1 | 1,05 | 912 | 556,17 | 1699,15 |
| 4,18 | 642240000 | 0,909 | 1 | 1,05 | 912 | 552,50 | 1372,96 |
| 3,93 | 642240000 | 0,909 | 1 | 1,05 | 912 | 552,50 | 742,48 |
| 1,72 | 481680000 | 0,915 | 1 | 1,05 | 912 | 556,17 | 2616,02 |
| 1,86 | 642240000 | 0,909 | 1 | 1,05 | 912 | 552,50 | 2113,81 |
| 1,77 | 642240000 | 0,909 | 1 | 1,05 | 912 | 552,50 | 1143,12 |

Como se observa en la tabla 24, se puede ver que solo uno de los epicicloidales cumple con el rango específico de esfuerzo por contacto, la mayoría sobrepasa por mucho este esfuerzo, lo que deja claro que el único epicicloidal que es apto para la aplicación es el que no está sombreado con amarillo, sin importar el análisis hecho por flexión.

Con lo anterior, se seleccionó un epicicloidal de 7,47 Kg, de cuatro satélites, un diámetro exterior de 260 mm de fábrica, mecanizado en un acero AISI 1045, con un tratamiento superficial de templado en agua y revenido, y una relación de velocidad de 3, como se puede ver en subrayado de rojo en el anexo C. Para realizar el modelamiento de esta pieza se deben realizar los cálculos geométricos que nos den una dimensión exacta del cuerpo, añadiendo las modificaciones hechas para que se comporte como el modulo pensado para generar la resistencia. Para lo anterior se utilizaron las ecuaciones encontradas en el cuadro 3, se utilizaron los datos proporcionados por el catálogo de KHK gears de los engranes que pertenecen al epicicloidal, encontrados en los anexos C, y se resolvieron y tabularon los datos en la tabla 20.

Cuadro 3. Fórmulas de dimensionamiento geométrico de engranajes.

| VARIABLE | FORMULA |
|--------------------------|--|
| Modulo métrico | $m = \frac{D}{N}$ |
| Paso diametral | $P_d = \frac{N}{D}$ |
| Paso circular | $p = \frac{\pi * D}{N}$ |
| Addendum | $a = 1m$ |
| Dedendum | $b = 1,25m$ |
| Clearance | $c = 0,25m$ |
| Altura total | $h_t = a + b$ |
| Profundidad de trabajo | $h_k = 2a$ |
| Altura total | $h_f = h_k + c$ |
| Espesor del diente | $t = \frac{p}{2} = \frac{\pi}{2P_d}$ |
| Distancia entre centros | $C = \frac{D_g}{2} + \frac{D_p}{2}$ |
| Diámetro de círculo base | $D_b = D \cos \theta$ |
| Relación de contacto | $mf = \frac{\sqrt{\left(\frac{D_{o_p}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{b_p}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{D_{o_g}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{b_g}}{2}\right)^2} - C \sin \theta}{p \cos \theta}$ |

Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas*, cuarta edición. Mexico: Pearson.

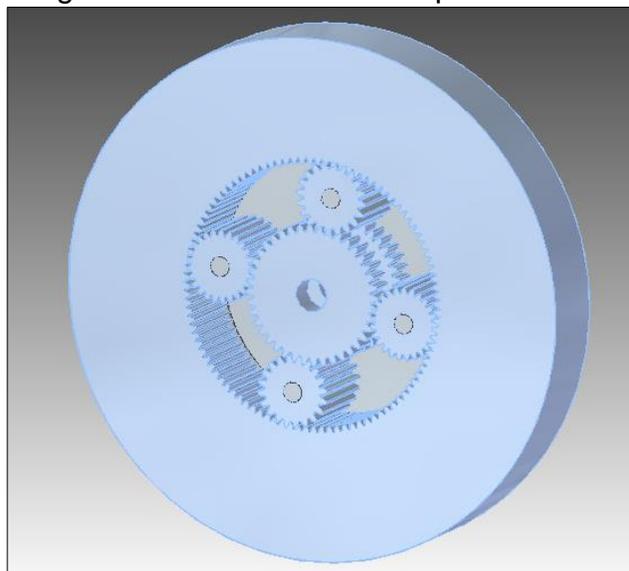
Donde D= Diámetro de paso, N= Número de dientes, g= engranaje conductor y p= engranaje conducido.

Tabla 25. Dimensiones geométricas para los elementos del engranaje epicicloidial

| Parámetro | Planetas | Satélite | Corona | Unidad |
|----------------------------------|-------------|-------------|-------------|--------|
| Diámetro de paso (D) | 100 | 50 | 200 | Mm |
| Numero de dientes (N) | 40 | 20 | 80 | |
| Paso diametral (Pd) | 10,160 | 10,160 | 10,160 | Pulg |
| Paso circular (p) | 7,853981634 | 7,853981634 | 7,853981634 | Mm |
| módulo métrico (m) | 2,5 | 2,5 | 2,5 | Mm |
| Altura de cabeza (a) | 2,5 | 2,5 | 2,5 | Mm |
| Altura de pie (b) | 3,125 | 3,125 | 3,125 | Mm |
| Holgura (c) | 0,625 | 0,625 | 0,625 | Mm |
| Diámetro exterior (Do) | 105 | 55 | 260 | Mm |
| Diámetro de raíz (Dg) | 93,75 | 43,75 | 195 | Mm |
| Altura total (ht) | 5,625 | 5,625 | 5,625 | Mm |
| Profundidad de trabajo (hk) | 5 | 5 | 5 | Mm |
| Espesor de diente (t) | 3,926990817 | 3,926990817 | 3,926990817 | Mm |
| Distancia entre centros (C) | 75 | 75 | 75 | Mm |
| Angulo de presión (θ) | 20 | 20 | 20 | Grados |
| Diámetro de circulo de base (Db) | 93,97151409 | 46,98575705 | 187,9430282 | Mm |
| Relación de contacto (mf) | 5,166046152 | | 10,92670866 | |

Según las dimensiones anteriormente calculadas, se hizo el modelo del epicicloidial, como se muestra en la imagen 50, teniendo en cuenta los valores del diámetro externo, la longitud de la corona y los satélites aumentados.

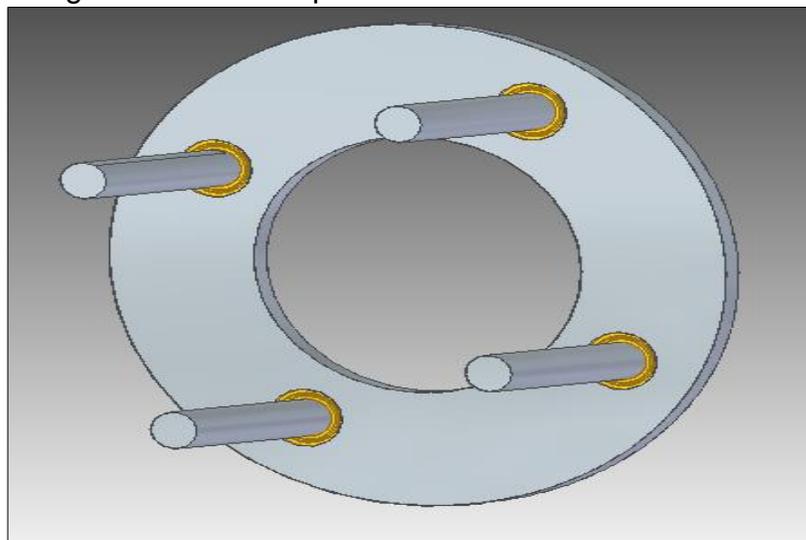
Imagen 50. Pieza 3d módulo epicicloidial



Este epicicloidal, además de sus engranajes tiene un elemento esencial que ayuda al alineamiento y la rodadura de los satélites, que se llama porta satélites. El porta satélite es una placa circular anular, donde van montados los rodamientos de los satélites, y permite que estos estén alineados según el ángulo de trabajo, que para el caso del módulo sería de 90° . Además de alinear y permitir el rodamiento de los satélites sobre su propio eje, el porta satélites tiene un movimiento circular sobre el eje donde está montado el epicicloidal. En el caso del módulo el portasatelites tiene un espesor de 5 mm y cuatro agujeros de 24 mm donde están montados los rodamientos de los cuatro satélites, que tienen un diámetro interno de 15 mm, y cada uno distribuido a 90° , tal cual como se muestra en la imagen 51.

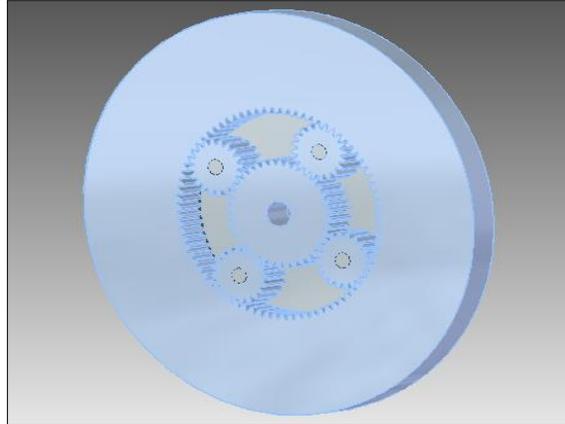
En el anexo F se pueden observar las características de este rodamiento, el cual esta acoplado a los ejes de los satelites, que están maquinados en un acero AISI1045 y tienen un ajuste a presión. Con el espesor del portasatelite, sumado al espesor del módulo y una pequeña separación entre los dos de 3mm, el modulo quedaría midiendo 6,8 cm.

Imagen 51. Pieza 3d portasatelites



Ya que la longitud del módulo se vio afectada por el acople del portasatelites, la longitud total del mecanismo va a aumentar, lo que traerá como consecuencia una reducción del espacio para los otros elementos que se monten. Para solucionar esto se toma la decisión de dejar dos modulo como los antes descritos y una modulo que solo este compuesto por un epicicloidal de multiplicación, esto quiere decir que se va a presentar un reducción de la inercia total, pero cuando estén seleccionadas los cambios de carga de los otros dos modulo, habrá una multiplicación de la velocidad. Las dimensiones son las mismas antes calculadas, pero no va a tener un aumento del ancho de la corona, ni de los satélites, solo un aumento del diámetro de la corona, como se muestra en la imagen 52.

Imagen 52. Pieza 3d tercer módulo de epicicloidal



Este módulo tendrá un ancho de 2,5 cm y por esto no creara la misma resistencia al movimiento como lo anteriores modulo, por esto se calculó la inercia del módulo para saber cuánto es el cambio al acoplarla al sistema. Siguiendo los pasos realizados para los módulos, pero con la ventaja de tener un panorama geométrico de la pieza más amplio, se calculó la inercia de carga del tercer modulo del mecanismo de cambios, el cual tomo un valor de $4,3862\text{Nm}^2$. Asi tomando este valor como $4,5\text{ Nm}^2$ y el valor de la inercia de cada módulo aumentado de 11 Nm^2 , se obtiene una resistencia por inercia de $26,5\text{ Nm}^2$.

Teniendo en cuenta los parámetros geométricos del epicicloidal seleccionado y los módulos modelados, se realizaron los cálculos de las variables mecánicas según la relación de transmisión que presenta el mecanismo en el estado de relación por engranajes reductores y los datos encontrados en la tabla 25.

Ya que el mecanismo va a estar compuesto por tres módulos los cuales, el sistema de cambios estaría compuesto por cuatro marchas de velocidad o cambios de resistencia del sistema. Para los dos primeros módulos el valor de la relación de transmisión en todo momento va a ser igual a uno. Para el tercer módulo cuando trabaja en un estado de transmisión de potencia su relación va a ser igual a 3, pero cuando trabaja como volante, su relación va a ser igual a 1. Estos cambios de resistencia van a ser descritos a continuación, cada una con sus variables mecánicas de entrada y de salida, máximas y mínimas.

- Primer cambio: se presenta cuando todos los módulos de epicicloidal están trabajando con estados de relaciones de transmisión de engranajes. Así se obtendrá una relación de transmisión del trabajo de todos los elementos del mecanismo y el máximo cambio de las variables de entrada a este. En la tabla 26 se muestran los resultados del comportamiento de las variables mecánicas en este cambio. La inercia total esta proporcionada por el volante conservado en el sistema.

Tabla 26. Valores de las variables mecánicas primer cambio

| Parámetro | Entrada | Salida |
|----------------------------------|---------|-------------|
| Valor del tren | | 3 |
| Inercia total (Nm ²) | | 2 |
| Velocidad angular máxima (rpm) | 133,808 | 401,424 |
| Velocidad angular mínima (rpm) | 18,951 | 56,853 |
| Torque mecánico máximo (Nm) | 44,138 | 14,71266667 |
| Torque mecánico mínimo (Nm) | 2,257 | 0,752333333 |

- Segundo cambio: Se obtiene cuando el primer módulo cambia de estado y pasa a trabajar como rueda de inercia, y las otras etapas siguen trabajando con relación de engranajes. En la tabla 27 se muestran los cálculos de las variables mecánicas en esta etapa.

Tabla 27. Valores de la variables mecánicas segundo cambio

| Parámetro | Entrada | Salida |
|----------------------------------|---------|-------------|
| Valor del tren | | 3 |
| Inercia total (Nm ²) | | 13 |
| Velocidad angular máxima (rpm) | 133,808 | 401,424 |
| Velocidad angular mínima (rpm) | 18,951 | 56,853 |
| Torque mecánico máximo (Nm) | 44,138 | 14,71266667 |
| Torque mecánico mínimo (Nm) | 2,257 | 0,752333333 |

- Tercer cambio: Se presenta cuando las dos primeras etapas trabajan como ruedas de inercia y la última como engranajes. En la tabla 28 se muestra el comportamiento de las variables mecánicas.

Tabla 28. Valor de las variables mecánicas tercer cambio

| Parámetro | Entrada | Salida |
|----------------------------------|---------|-------------|
| Valor del tren | | 3 |
| Inercia total (Nm ²) | | 24 |
| Velocidad angular máxima (rpm) | 133,808 | 401,424 |
| Velocidad angular mínima (rpm) | 18,951 | 56,853 |
| Torque mecánico máximo (Nm) | 44,138 | 14,71266667 |
| Torque mecánico mínimo (Nm) | 2,257 | 0,752333333 |

- Cuarto cambio: Se obtiene cuando todas las etapas trabajan como ruedas de inercia. El mecanismo tiene una relación de transmisión de uno como se muestra en la tabla 29. En esta etapa se ejerce la mayor resistencia al usuario, ya que todos los epicicloidales están trabajando como ruedas de inercia y han aumentado su peso inicial al acoplar la corona al sistema

Tabla 29. Valor de las variables mecánicas cuarto cambio

| Parámetro | Entrada | Salida |
|----------------------------------|---------|---------|
| Valor del tren | | 1 |
| Inercia total (Nm ²) | | 28,5 |
| Velocidad angular máxima (rpm) | 133,808 | 133,808 |
| Velocidad angular mínima (rpm) | 18,951 | 18,951 |
| Torque mecánico máximo (Nm) | 44,138 | 44,138 |
| Torque mecánico mínimo (Nm) | 2,257 | 2,257 |

Teniendo en cuenta las variables mecánicas presentadas anteriormente, se realizó el cálculo de la potencia mecánica atendiendo a la magnitud de la eficiencia, que describe diferentes condiciones que pueden disminuir su valor, como el deslizamiento o la rodadura entre los pares de dientes de trabajo. Según el autor Mott, para engranes precisos y bien lubricados, la pérdida de potencia va de 0,5% a 2%, y en el caso típico se puede suponer que es 1%²⁸.

Ya que está pérdida de potencia se presenta en el contacto de transmisión entre los dientes, los módulos de epicicloidales presentan dos momentos de eficiencia, el primero cuando hay transmisión entre los dientes y el segundo cuando el modulo gira completo y no hay transmisión. Además cuando hay una transmisión de potencia, en cada módulo hay dos lugares de contacto, a la entrada y salida, entre los planetas y los satélites, por eso la pérdida de potencia en este momento sería del 2% (teniendo en cuenta una pérdida de 1% por cada contacto). Entonces, por cada aumento de la resistencia o cambio de resistencia, la eficiencia del mecanismo va disminuyendo en 2%, ya que se pasa de la relación de transmisión al giro en conjunto del módulo. Así el mecanismo puede llegar a obtener una pérdida de potencia por eficiencia del 5%, ya que son tres módulos, pero el último solo está compuesto por un punto de relación de transmisión.

Para calcular la potencia mecánica debido a la eficiencia se utilizó la ecuación 26. Ya que la eficiencia en este caso se representa como una pérdida de potencia, se restó este valor en Watts con el valor total de la potencia calculada.

Ecuación 26. Potencia mecánica por perdida de potencia

$$P_t = P_c - e$$

Donde P_t = Potencia total, P_c = Potencia calculada y e = eficiencia.

Entonces para este caso el cálculo de la máxima pérdida de potencia cuando la maquina está en la mínima resistencia, sería el siguiente:

²⁸ Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson.

$$P_{t1} = P_{c1} - e1$$

$$P_{t1} = 620 W - \left(\frac{5\% * 620 W}{100\%} \right)$$

$$P_{t1} = 620 W - 31 W$$

$$P_{t1} = 589 \text{ Watts}$$

Sabiendo que la potencia mecánica máxima es de 620 watts y teniendo en cuenta la eficiencia, la máxima pérdida de potencia en este mecanismo sería de 31 watts. Además sabiendo que el último módulo de epicicloidal representa solo $\frac{1}{5}$ del total de pérdidas, debido a este mecanismo hay una pérdida de potencia de 6,2 Watts. Teniendo en cuenta lo anterior, el doble de este valor sería la pérdida para los dos módulos restantes, sufriendo una pérdida en cada módulo de 12,4 Watts.

Para el primer cambio la pérdida es la mayor, obteniendo la potencia un valor de 589 Watts.

Para el segundo cambio donde el primer módulo trabaja en conjunto, el valor de la pérdida disminuiría hasta el 18,6 Watts, así:

$$P_{t2} = 620 W - 18,6 W = 601,4 W$$

Para el tercer cambio el tercer módulo trabaja en un estado de transmisión por engranes, por lo cual la pérdida de potencia se reduciría hasta 6,2 Watts, así:

$$P_{t3} = 620 W - 6,2 W = 613,8 W$$

Para el cuarto cambio no habría pérdidas por deslizamiento o rodadura.

5.2.2 Diseño geométrico y mecánico del mecanismo accionador. Este mecanismo es el encargado de acoplar los satélites y la corona que conforman los epicicloidal de cada módulo de resistencia. Esta función se realiza en el momento en que el usuario dese hacer el cambio de resistencia del sistema, ya sea para aumentarla o para disminuirla. Así pues, este mecanismo está conformado por un elemento de acople y por un elemento de acción, los cuales debe ir conectados para realizar la función y deben estar en servicio del usuario, quien es el encargado de aumentar o disminuir las resistencia de la marcha.

Como primera medida se analizaron los estados de acción del mecanismo, teniendo en cuenta la función propia del epicicloidal. El primer estado es aquel en el cual no hay una transmisión entre los satélites y la corona, solo entre el planeta y los satélites, o sea un movimiento relativo entre estos dos, para esto la corona tiene que estar estática. En el segundo estado, cuando el elemento acoplador esta accionado, los satélites y la corona están girando a la misma velocidad, y por

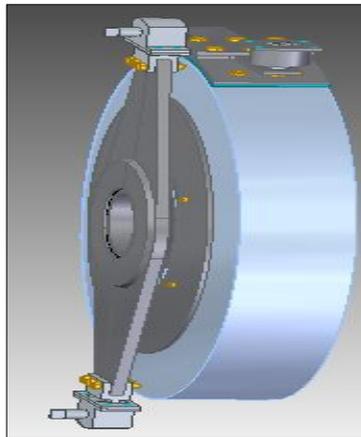
consecuencia el planeta, teniendo en cuenta que el elemento que detenía la corona no debe hacerlo, gire a la par con los otros elementos.

A partir del anterior análisis, se pueden identificar dos elementos esenciales, primero el elemento de acople de los satélites y la corona, segundo el elemento de retención de la corona para que no realice un movimiento rotacional en el primer estado, y tercero un elemento de transmisión del movimiento entre el usuario y el mecanismo, este se compone de una línea de transmisión y un elemento primario de movimiento.

Según lo observado en la imagen 53, para el primer elemento se determinó el uso de un embrague de placa, ya que al ubicarse lateralmente al módulo, crea fricción entre las caras laterales de los elementos del epicicloidal, debido a una fuerza axial, y permite el acople de estos mediante el giro solidario que obtienen los dos al conectarlas con la placa del embrague.

Para el segundo elemento que debe de retener la corona de tal modo que en el primer estado de movimiento del módulo no se mueva, se escogió un freno, mecanismo ideal para detener y retener un elemento giratorio. Para la selección de este se debe tener en cuenta que su trabajo preferiblemente sea radial, ya que hace que el mecanismo sea más compacto y no cree interferencia con el embrague. Así pues los frenos más indicados para este caso son el freno de zapatas y el freno de patín, este último normalmente usado en las máquinas de gimnasio para crear la resistencia al movimiento. En este caso, a comparación del freno usado habitualmente, las pérdidas de energía debido a la fricción no van a ser grandes, ya que el trabajo del freno va a ser limitado solo por el accionamiento o no de él para acoplar o desacoplar elementos y no por una constante resistencia al movimiento del usuario. Esto por igual al embrague a utilizar, donde las mayores pérdidas solo van a presentarse al acoplarse y las pérdidas de energía por arrastre son pequeñas.

Imagen 53. Distribución de elementos de accionamiento



El tercer elemento está compuesto por un accionador, que en este caso se va a tomar como una palanca, y una línea de transmisión que entrega el movimiento hecho en la palanca a los elementos anteriormente mencionado, para que realicen el trabajo de cambio de marcha en cada uno de los módulos. Tanto la línea de transmisión como el accionador deben ser mecánicos, la palanca debe ser de fácil acceso para el usuario, para que este pueda cambiar de marcha sin necesidad de para el movimiento, y la línea de transmisión debe ser flexible de tal modo que no intervenga con ningún otro elemento, por esto se escogió una línea compuesta por un cable de acero y una recubrimiento en goma para crear el deslizamiento, como las encontradas habitualmente en las bicicletas.

Sabiendo los tipos de mecanismo a utilizar para este sistema, se realizaron los cálculos pertinentes para el dimensionamiento del freno y del embrague. Para el embrague de disco o de placa, como primera medida se calculó la fuerza axial requerida para generar el acople entre las dos partes, mediante el despeje de la ecuación 27, ecuación utilizada para el análisis mediante desgaste uniforme de la superficie de fricción. Para el cálculo de este parámetro, importante para diseñar el mecanismo actuador, se tuvo en cuenta que el torque máximo en el sistema calculado en base a los datos recolectados es de 44,13 Nm. Ya que este dato es teórico y puede variar por factores como la capacidad física del usuario, el ambiente al cual está expuesto y la calidad del mantenimiento, se tomó 1,5 como factor de diseño, modificando el torque de trabajo del embrague a 66,19 Nm.

Ecuación 27. Torque para desgaste uniforme.

$$T = N\mu F \left(\frac{r_o + r_i}{2} \right)$$

Donde T= torque de trabajo, N= caras de fricción, μ = coeficiente de fricción, F= fuerza axial, r_o = Radio exterior y r_i = radio interior

Ya que se desconoce las dimensiones o radio interior y exterior del disco de fricción, y la fuerza axial, se debió utilizar la ecuación 28, la cual relaciona el torque con la presión máxima soportada por el material y hallada en el radio más pequeño del disco, y la ecuación 29, que plantea la proporción que debe tener el radio interno con el radio externo del disco. Haciendo el despeje del radio interno de la ecuación 28 en la ecuación 29, se obtiene la ecuación 30, con la cual se puede hallar el radio externo, según la presión máxima del material.

Ecuación 28. Torque en base a la presión máxima

$$T = \pi\mu r_i P_{max} (r_o^2 - r_i^2)$$

Ecuación 29. Relación de radio interno y externo

$$r_i = 0,577r_o$$

Ecuación 30. Despeje de radio externo

$$r_o = \left(\frac{T}{0,3849\pi\mu P_{max}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Para realizar el cálculo de los radios del embrague, se debe tener en cuenta los valores de los coeficientes de fricción y la potencia máxima de algunos materiales usados como forros para embragues y frenos, encontrados en la tabla de la imagen 66, que para este caso se va a tomar como un material tejido, con un coeficiente de fricción de 0,35 y una presión máxima de 517,5 kPa. Se escogió este tipo de material debido a que presenta los valores más pequeños de presión máxima entre los presentados en la tabla 30.

Tabla 30. Propiedades de forros comunes utilizados en frenos y embragues

| Material de fricción contra acero o hierro fundido | Coeficiente de fricción dinámica | | Presión máxima | | Temperatura máxima | |
|--|-------------------------------------|-----------|----------------|-------------|--------------------|---------|
| | seco | en aceite | psi | kPa | °F | °C |
| Moldeado | 0.25–0.45 | 0.06–0.09 | 150–300 | 1 030–2 070 | 400–500 | 204–260 |
| Tejido | 0.25–0.45 | 0.08–0.10 | 50–100 | 345–690 | 400–500 | 204–260 |
| Metal sinterizado | 0.15–0.45 | 0.05–0.08 | 150–300 | 1 030–2 070 | 450–1 250 | 232–677 |
| Hierro fundido o acero duro | 0.15–0.25 | 0.03–0.06 | 100–250 | 690–720 | 500 | 260 |

Fuente: Norton, R. L. (2011). Diseño de maquinas, un enfoque integrado, cuarta edición. Mexico: Pearson

Teniendo en cuenta los valores de las propiedades del material, se realiza el cálculo reemplazando estos valores en la ecuación 30:

$$r_o = \left(\frac{66,19 Nm}{0,3849 * \pi * 0,35 * 517500} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$r_o = 0,067m$$

Este radio se reemplaza en la ecuación 29 para obtener el radio interno:

$$r_i = 0,577 * 0,067m$$

$$r_i = 0,0386m$$

Con estos resultados se procedió a calcular la fuerza axial necesaria para acoplar el embrague sin que haya deslizamiento, despejándola de la ecuación 27:

$$F = \frac{66,19Nm}{1 * \left(\frac{0,067m + 0,0386m}{2} \right) * 0,35}$$

$$F = 3581,7N = 3,58kN$$

Si se observa los resultados de los cálculos hechos y se extrapolan a las necesidades específicas del mecanismo de cambios, se puede ver que con los

radios calculados no se alcanzan a acoplar la corona y los satélites, ya que el radio de trabajo de los satélites es de 0,075 m y el radio primitivo de la corona es de 0,1 m, que terminan siendo los radio interno y externo mínimos.

Para que haya un correcto acople entre los satélites y la corona, se tomó como radio interno del embrague el radio de trabajo de los satélites que es de 0,075 m, con este resultado despejando el radio externo de la ecuación 29 se obtiene:

$$r_o = \frac{0,075m}{0,577}$$

$$r_i = 0,129m$$

Calculados los radios, se remplazaron en la ecuación 27 para hallar la fuerza axial:

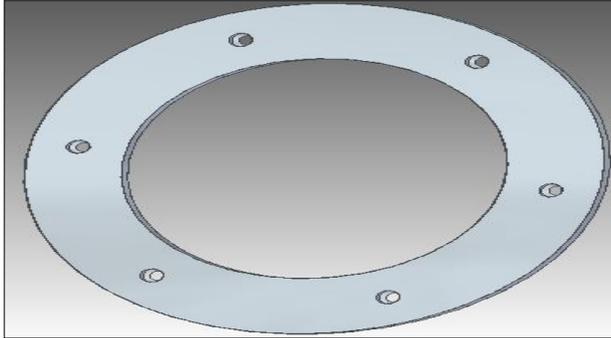
$$F = \frac{66,19Nm}{1 * \left(\frac{0,129m + 0,075m}{2} \right) * 0,35}$$

$$F = 1854,06N = 1,854kN$$

Este nuevo cálculo se adapta perfectamente a las dimensiones de los módulos de epicicloidales.

Con las dimensiones calculadas para el material de fricción, se escogió del catálogo de la empresa Frenos Saudela s.a. el forro que se acomode a los cálculos hechos anteriormente. Primero se escogió el material del forro, el cual tiene como referencia G13 y es un tejido de ñame, mostrado en el anexo E. Seguido a esto se escogió la placa que se acerque a las radios calculados, la cual tiene como referencia F 24054 0, y tiene la característica de no presentar ningún agujero y avellanado para el acople, además de tener un diámetro externo de 240 mm, un diámetro interno de 160 mm y un espesor de 3,15 mm. Ya que no presenta ningún tipo de medio para acoplarla al embrague, se le realizaron 6 agujeros pasantes con un avellanado a 90° de rosca M5, como se muestra en la imagen 54, y con una separación de la superficie de fricción de 2 mm.

Imagen 54. Forro de fricción con agujeros pasantes

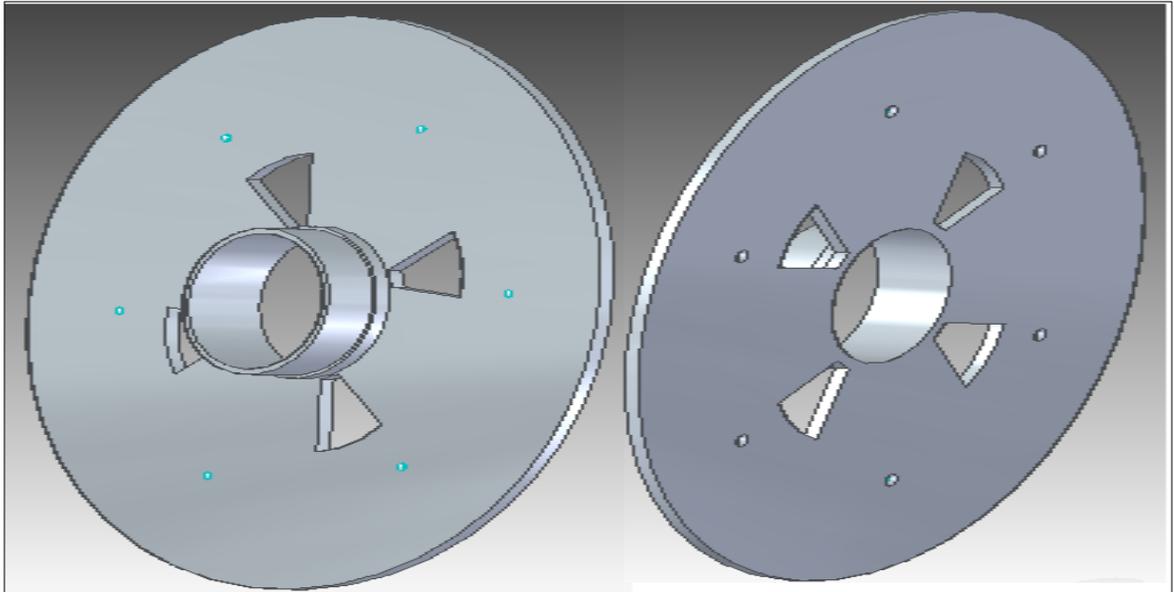


Teniendo en cuenta las nuevas medidas del forro, se hicieron los cálculos de la fuerza axial necesaria para generar la presión adecuada para acoplar la corona. Observando que el material escogido tiene un coeficiente de fricción de 0,4, la fuerza axial sería:

$$F = \frac{66,19Nm}{1 * \left(\frac{0,12m + 0,08m}{2}\right) * 0,4}$$
$$F = 1654,75N = 1,654kN$$

El forro de fricción va acoplado a una placa, mostrada en la imagen 55, la cual tiene la función de sostener el forro y conectarlo a un rodamiento, el cual va a brindar la libertad a los dos objetos de rotar sobre su eje, y así poder transmitir el movimiento rotacional de los satélites a la corona. Tiene un diámetro externo de 294 mm, un diámetro interno de 70 mm y está conectado a un eje hueco de un espesor de 2,5 mm, por medio de un cordón de soldadura de corazón fundente (FCAW) con un electrodo básico E7016, donde va montado el rodamiento, además de un escalón de espesor 4,1 mm, con el cual se va a lograr que no haya desplazamiento axial del rodamiento debido a las fuerzas aplicadas. Esta placa también tiene cuatro agujeros no circulares que rodean el agujero central, y que tienen la función de disipar el calor, para que no haya una concentración de este y se presenten deformaciones o fallas.

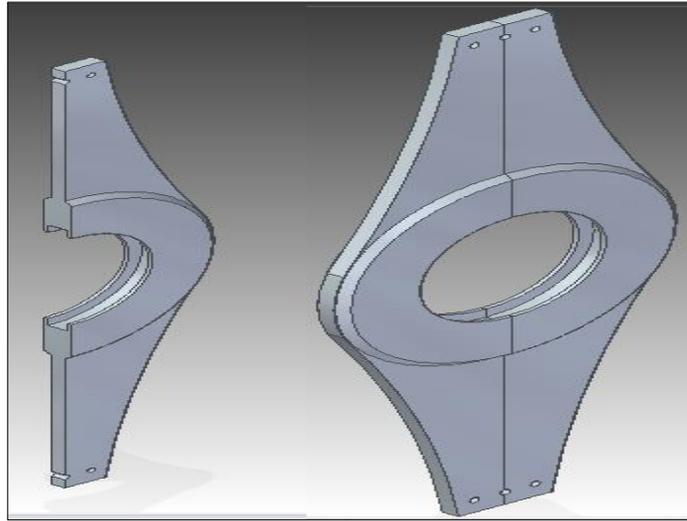
Imagen 55. Vista trasera y delantera de la placa base del embrague



El rodamiento seleccionado para este mecanismo fue un rodamiento de bolas rígidas de referencia 61815-2RZ del catálogo de la empresa SKF, de diámetro externo de 95 mm, diámetro interno de 75 mm y un espesor de 10 mm, como se puede ver en el anexo F. Se escogió este rodamiento tan grande, puesto que se necesitaba que el mecanismo de embrague no entrara en interferencia con los ejes y engranajes pertenecientes a los módulos de epicicloidales, además la fuerza axial de magnitud 1,645kN no sobrepasa el límite de carga estática del rodamiento que es 10,2kN.

Para que no haya un desplazamiento axial se diseñó un elemento que funcione como jaula para el rodamiento, y además que se conecte con el elemento encargado de aplicar la fuerza al embrague para que sea capaz de acoplarse a los satélites y a la corona. Este elemento se muestra en la imagen 56, y está compuesto por dos mitades de una placa de 7 mm de ancho y un radio máximo de 400 mm, además de una jaula de 14 mm de ancho con paredes de 2 mm de espesor, donde se aloja el rodamiento de 10 mm de ancho. En la parte externa, en conjunto tiene 3 agujero de rosca M5, los cuales permiten el acople de este elemento con el elemento actuador que realiza la fuerza axial para embragar, además de ayudar con el acople de las dos partes de la placa.

Imagen 56. Elemento de base con jaula para rodamiento de embrague

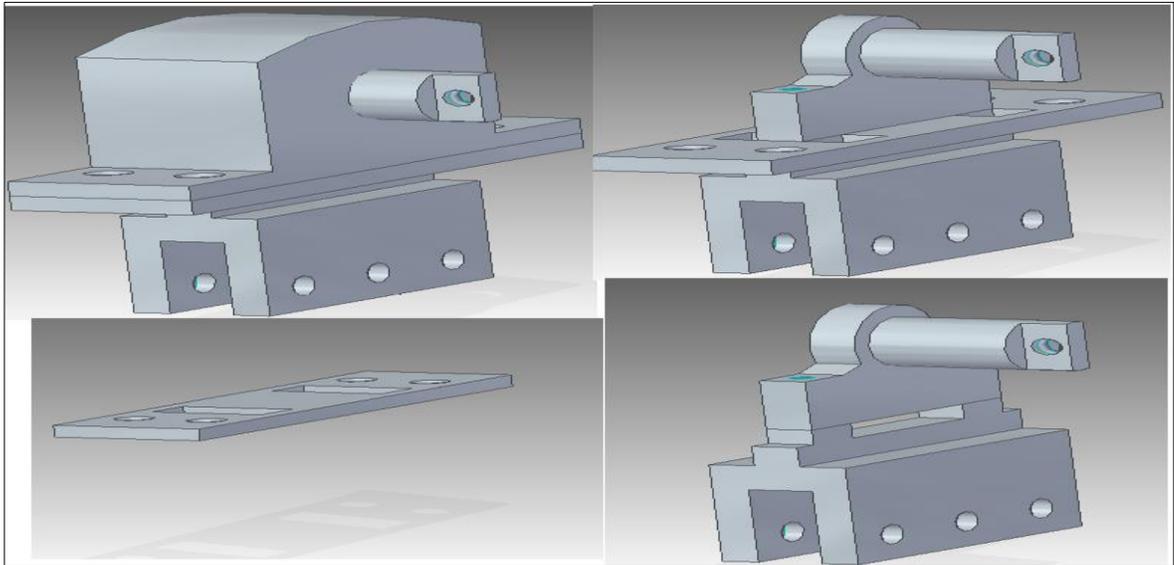


Para generar la fuerza axial en el embrague se diseñó un cilindro actuador, el cual mediante la fuerza ejercida por un resorte genera la presión justa para acoplar los dos elementos del módulo de epicicloidales. Para su dimensionamiento primero se tuvo en cuenta que la fuerza a generar es de 1,65 kN, la cual va a ser distribuida entre dos elementos actuadores ubicados en los extremos de la placa de jaula para el rodamiento, y se obtendría por cada actuador una fuerza de 0,825 kN, que es realizada por un resorte alojado en la parte interna del cilindro. Teniendo esto en cuenta, se escogió un resorte capaz de realizar esta fuerza, del catálogo de la empresa argentina ITAN, en el cual se muestra diferentes tipos de resortes, para diferentes tipos de carga, de los cuales se escogió uno de referencia B20-025, el cual es para carga media, tiene un diámetro de agujero de alojamiento de 20 mm, un diámetro de guía de 10 mm, un largo total de 25 mm y un alambre rectangular de 4,1 x 2,4. Aunque son resortes utilizados para matriceria, el catalogo resulta bastante útil para seleccionar el resorte, ya que muestra una serie de cálculos de cargas aproximadas que puede ejercer el resorte al ser comprimido cierta cantidad de longitud, que para ejercer una fuerza aproximada de 825 N, el resorte escogido se tendría que comprimir el 37,5% de su longitud total, así el alojamiento del resorte debe de ser de 15,6 mm para que ejerza una fuerza de 921 N. Se escogió este resorte por encima de otros que ejercían cargas aproximadas a la calculada, ya que es el de menor longitud y diámetro de alojamiento.

Teniendo en cuenta lo anterior se diseñó un alojamiento y un eje de acción para el resorte, mostrado en la imagen 57, el cual tiene cuatro agujeros que permiten el acople de este con la carcasa de modo que el embrague quede fijo, un eje guía conectado a un elemento que sirve de unión entre el eje guía, la base de la jaula del rodamiento, con el cual se transmite el movimiento lineal al embrague y que se conecta a la caja mediante un tornillo y tuerca M4, y la caja de alojamiento

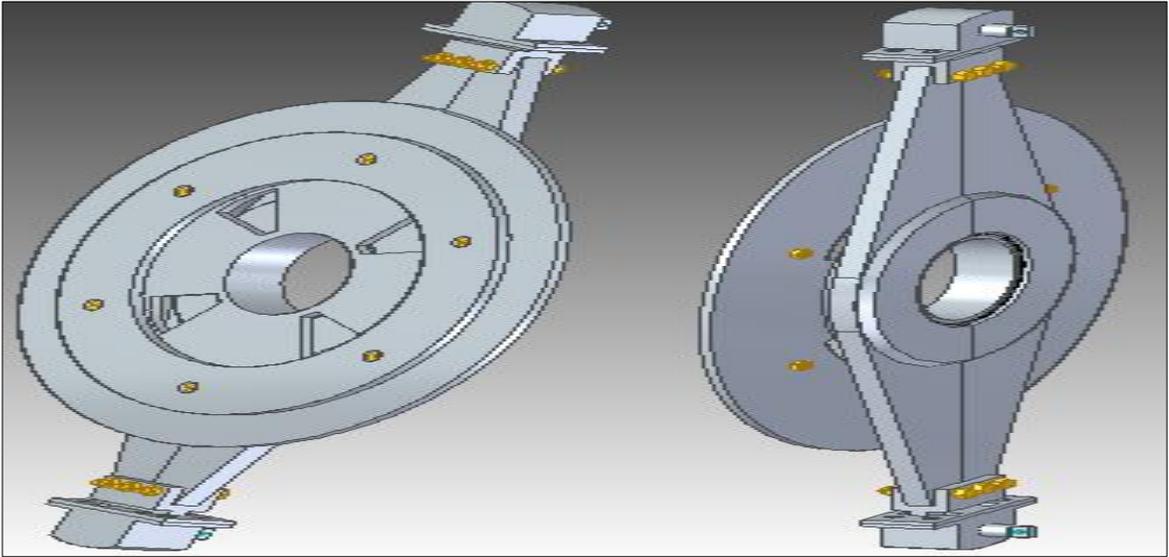
conectada a una placa, con las ranuras por donde se va a mover el conjunto del eje guía y la unión, y a la carcasa. El eje guía en su extremo presenta un agujero M4, que mediante un tornillo y una tuerca se hace la unión de la línea de transmisión, que permite el desplazamiento remoto del embrague, además en su otro extremo presenta un roscado M5 para que sea ajustado, mediante tornillo y tuerza al actuador, esto debido a que el embolo, que va alojado en el cilindro, no se podría introducir.

Imagen 57. Eje guía y cada de alojamiento para el resorte



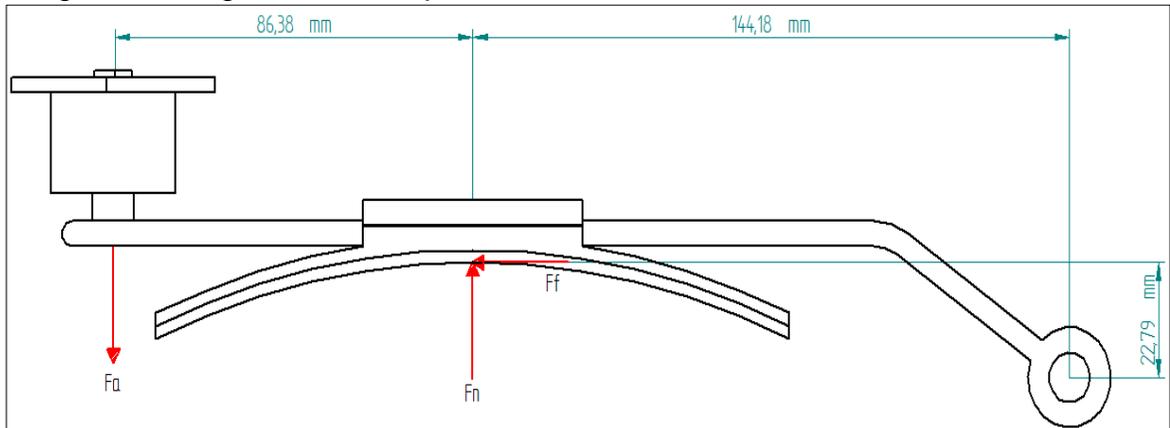
Los elementos mencionados anteriormente van ensamblados como se muestra en la imagen 58, en la cual se puede observar que los cilindros actuadores se encuentran a los extremos de la jaula para el rodamiento y el vástago esta direccionado opuestamente a la dirección de aplicación de la fuerza.

Imagen 58. Embrague ensamblado



Para dimensionar el freno, primero se realizó el cálculo de la fuerza necesaria para realizar el trabajo de detención de la corona del módulo de epicicloidales. Para esto se escogió un freno de zapata corta, el cual por su capacidad de actuar radialmente al mecanismo le concede una forma compacta, al estar el embrague axialmente. Además al realizar el cálculo con un zapata corta con un arco de contacto con el tambor menor a 45° , se considera que la fuerza distribuida entre la zapata y el tambor es uniforme, por lo cual se puede remplazar por una fuerza puntal F_n o fuerza normal²⁹, como se muestra en la imagen 59.

Imagen 59. Diagrama de cuerpo libre del freno



²⁹Norton, R. L. (2011). *Diseño de maquinas, un enfoque integrado, cuarta edicion*. Mexico: Pearson.

Para calcular la fuerza aplicada o F_a , primero se despeja la fuerza normal hallada en la ecuación 31, utilizada para hallar el torque de fricción, el cual tiene como valor el torque utilizado en los cálculos del embrague o 66,19 Nm, ya que es el máximo torque de trabajo que se desea detener. Luego mediante las distancias encontradas en la imagen 58 y la fuerza normal, se calcula el valor de F_a , mediante la ecuación 32.

Ecuación 31. Torque de trabajo freno de zapata corta

$$T = F_n * r * \mu$$

Ecuación 32. Fuerza aplicada freno de zapata corta

$$F_a = F_n * \left(\frac{b - c\mu}{a} \right)$$

Donde T = torque de trabajo, r = radio de la corona, μ = coeficiente de fricción del material, a = distancia de F_a hasta el apoyo, b = distancia de F_n hasta el apoyo y c = distancia de F_f hasta el apoyo.

Para este caso, el material a utilizar es el mismo utilizado con el embrague, un forro de la empresa Frenos Saudela S.A, de referencia G13, hecho de un tejido de ñame y con un coeficiente de fricción de 0,4. Así, el valor de la fuerza normal F_n sería:

$$F_n = \frac{66,19Nm}{0,2m * 0,4}$$

$$F_n = 827,37N$$

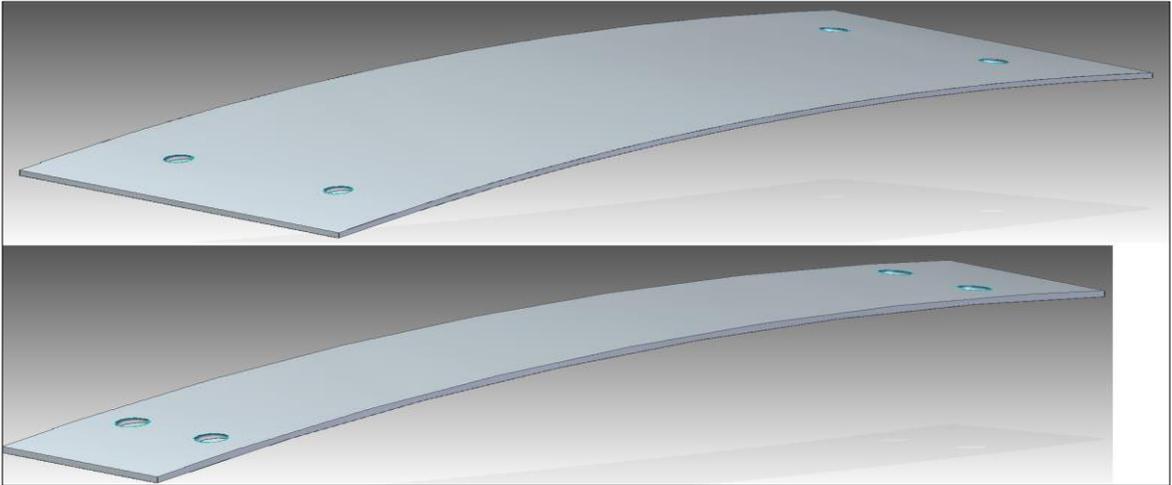
El valor de F_a , teniendo en cuenta las dimensiones mostradas en la imagen 72, sería:

$$F_a = 827,37N * \left(\frac{0,14418m - (0,02279m * 0,4)}{0,23056} \right)$$

$$F_a = 484,68N$$

Teniendo en cuenta las fuerzas calculadas y dimensiones planteadas, se realizó el diseño de todos los componentes que componen el freno. El primero de ellos es la pastilla de fricción, elemento que entra en contacto con la corona. Fabricado en un material de tejido de ñame, para los dos primero módulos de epicicloides tiene un ancho de 60 mm y para la tercera de 25mm, su longitud perimetral o barrido de arco es de 157,08 mm y posee 4 agujeros de rosca M5, con un avellanado a 90° para separarlo de la superficie de contacto, como se muestra en la imagen 60. Estos agujeros sirven para acoplar la pastilla a la zapata del freno.

Imagen 60. Pastillas del freno



La zapata del freno está compuesta por una superficie curva, del mismo radio, ancho y longitud de arco que las pastillas, y con los mismos agujeros pasantes. Esta superficie está fija a un soporte rectangular del mismo ancho que esta y de 53 mm de largo, en el cual se halla una cavidad con un tope en el medio de 4,2 mm de profundidad, la cual sirve para que la zapata no se mueva axialmente debido a la fuerza de fricción, y uno agujeros de extensión finita de 4 mm, los cuales, mediante una placa de soporte apoyada encima de la zapata, mostrada en la imagen 61, de la misma geometría del soporte rectangular pero su cavidad es de 0,8 mm y su agujeros son pasantes, no permite un movimiento radial del freno y lo asegura a la palanca de este. Las dos zapatas para los módulos de epicicloidales se muestran en la imagen 62.

Imagen 61. Soporte de zapata freno

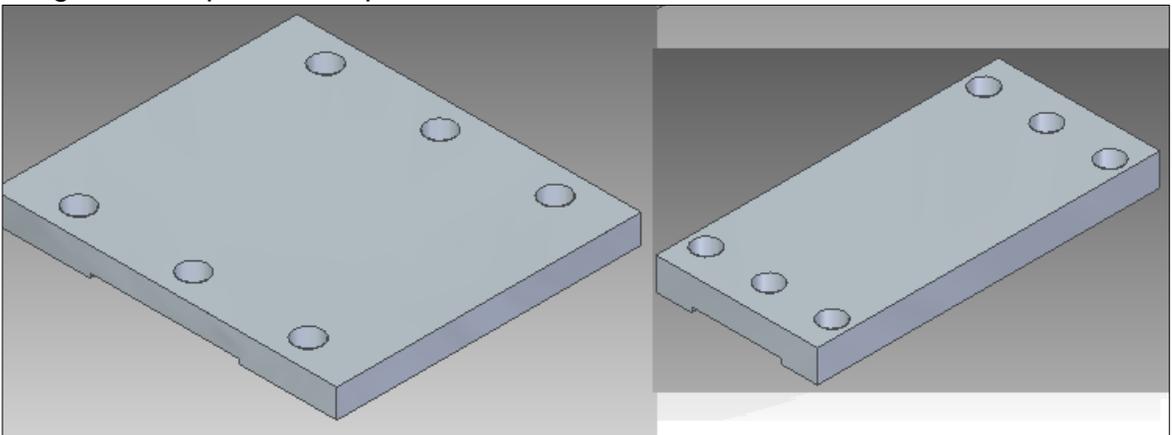
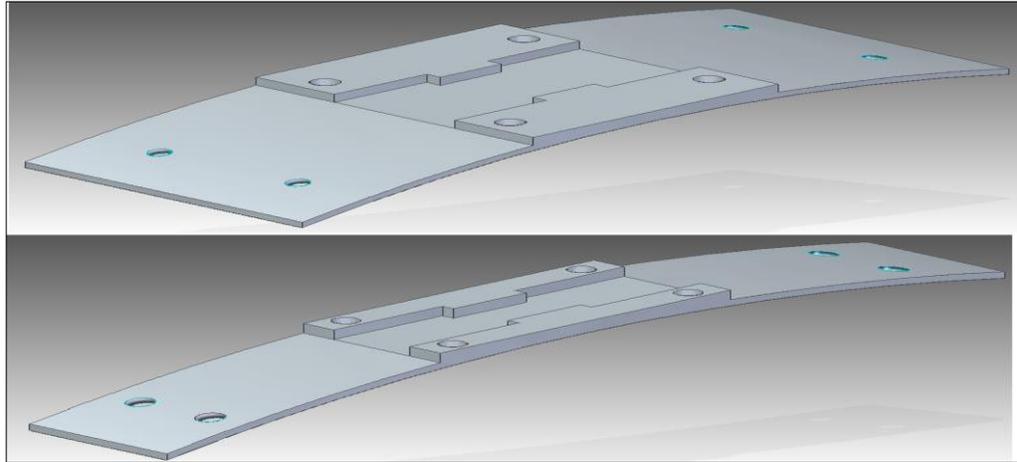
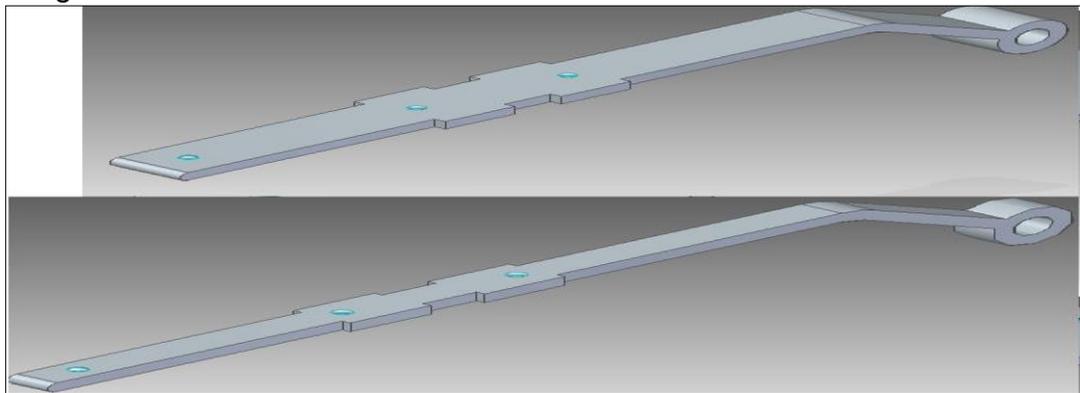


Imagen 62. Zapatas del freno



Tanto la zapata como el soporte, están acoplados a una barra longitudinal que los conecta con el elemento de acción donde se aplica la fuerza y a un soporte que brinda la libertad al freno de moverse circularmente alrededor de este punto de pivote, como se muestra en la imagen 63. Esta barra tiene cuatro protrusiones, las cuales se acoplan con las cavidades de la zapata y la placa de soporte, para que los tres elementos queden alineados. Esta acoplado a la placa de soporte por medio de dos tornillos de agujeros M5, que se encuentran en la línea central de la barra, como se muestra en la imagen 63. Además tiene un agujero en el extremo opuesto al pivote de 5 mm de diámetro y 10 mm de largo, donde se va a acoplar el eje del elemento de acción que va a generar la fuerza, por medio de un pasador, que es capaz de deslizarse a lo largo del agujero, mediante la barra tenga un movimiento circular alrededor de su apoyo. El pivote de la barra es una profusión de 20 mm de diámetro, que en el centro trae un agujero pasante de 10 mm donde se aloja un pasador, que permite el deslizamiento circular de la barra alrededor de este, y que trae una rosca en su extremo para ser acoplado a la carcasa. El ancho de la barra para el los dos primeros epicicloidales es de 20 mm y para el tercero es de 10 mm.

Imagen 63. Palanca del freno

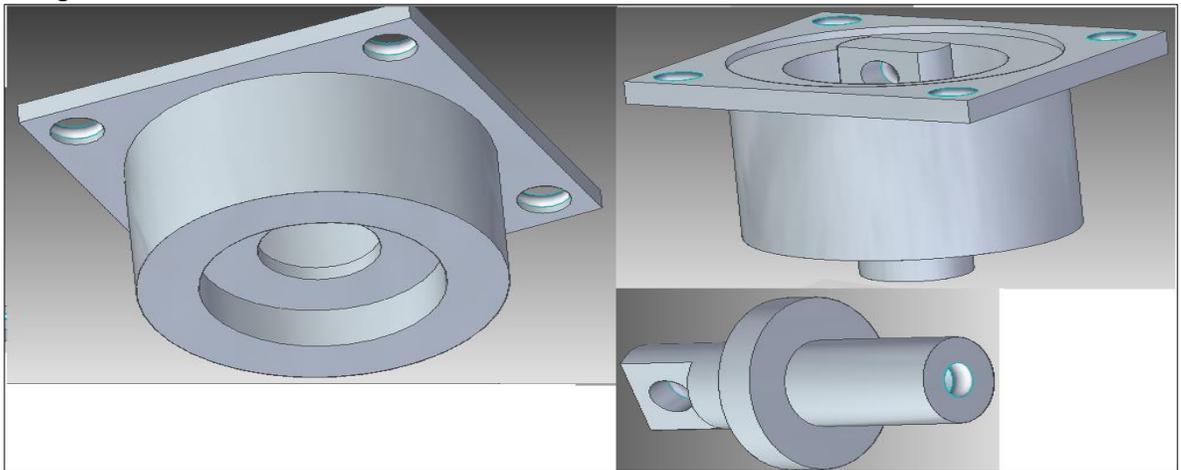


El elemento de acción es un cilindro en el cual se aloja el resorte que presionara el freno contra la corona. Se compone de tres elementos. El primero es un eje solido o vástago de 10 mm de diámetro, con un cabezal de 20 mm de diámetro, que divide la zona de acción del resorte, en cuyo extremo tiene un roscado M5 para ser atornillado a la barra o palanca; y la zona de conexión de la línea de transmisión, que en el extremo posee un superficie plana y un agujero en esta, donde la línea se acopla mediante un tornillo M10, todo esto mostrado en la imagen 63.

El segundo elemento es el cilindro que cubre el vástago, el cual posee una base cuadrada donde se encuentran cuatro agujeros roscados M5, los cuales conectan el freno a la carcasa del mecanismo de cambios. Este cilindro no cubre la totalidad de la longitud del vástago, ya que interferiría con el movimiento vertical de la palanca y tiene un protrusión cilíndrica hueca dentro que sirve de tope para que la fuerza del resorte no desplace el vástago fuera del cilindro, como se muestra en la imagen 64.

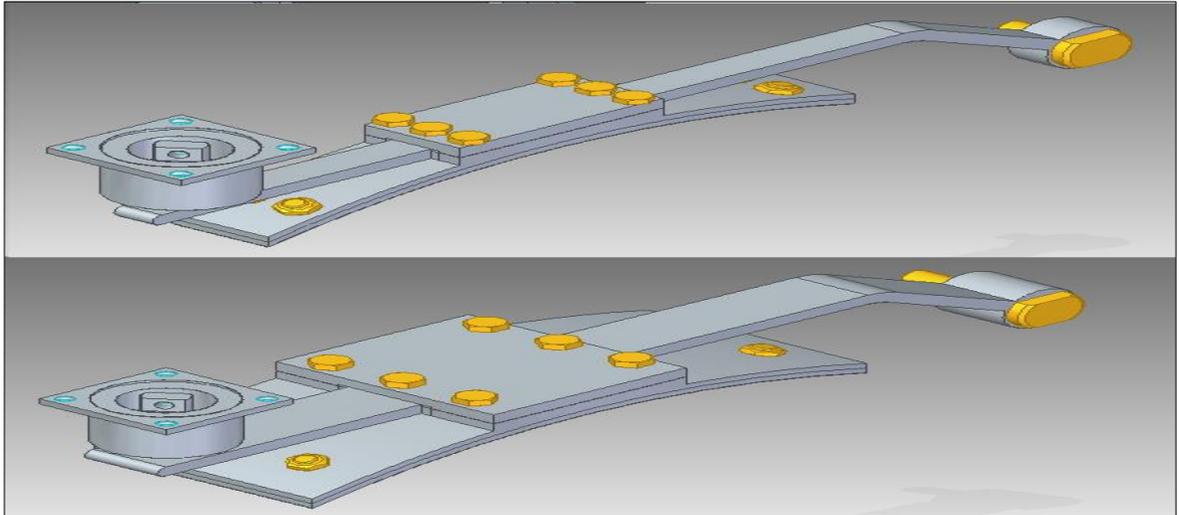
El tercer elemento es un resorte, el cual se escogió por la fuerza aplicada hallada, de 484,68 N, del catálogo de la empresa argentina ITAN y de referencia V20-025. Este resorte se utiliza para cargas leves, tiene una longitud de 25 mm y cuando su longitud se disminuye hasta el 40% o 10 mm, puede llegar a ejercer una fuerza aproximada de 558 N, rango que incluye la fuerza que se desea aplicar. Además, tiene un diámetro de guía de 10 mm, un diámetro de agujero de alojamiento de 20mm y su perfil es rectangular de 4 X 2,1.

Imagen 64 Cilindro de accionamiento del freno



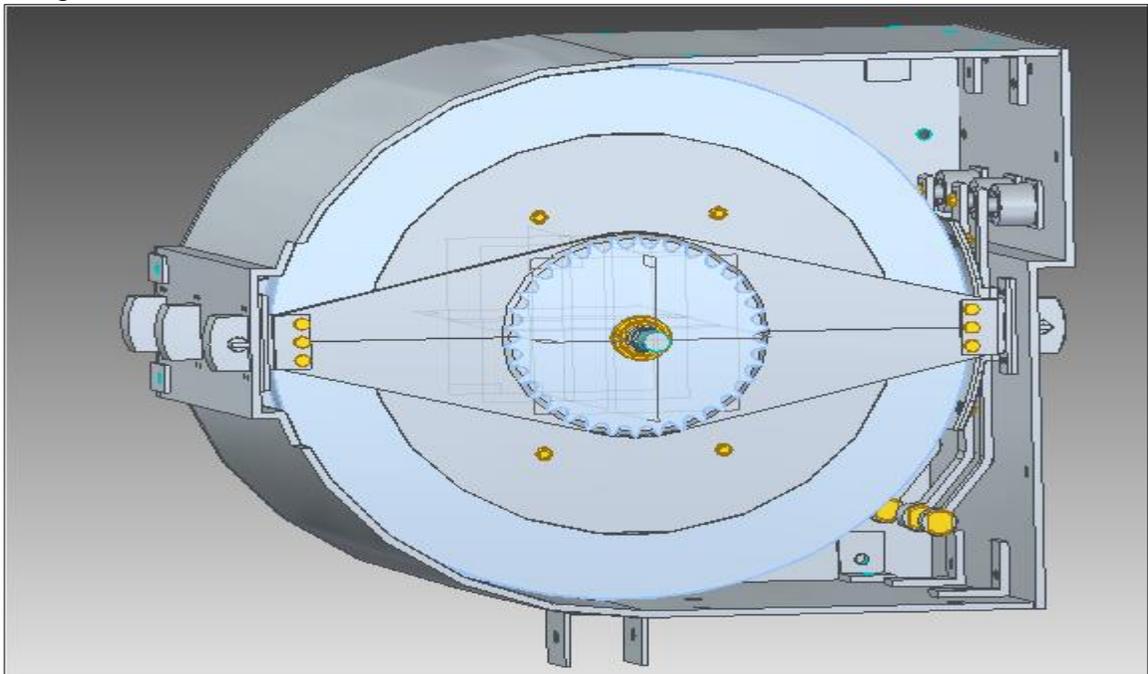
Todos los elementos anteriormente mencionados se ensamblan como se muestra en la imagen 65. El freno va tangencial a la corona, eso quiere decir que el vástago de accionamiento va de forma radio a los módulos de epicicloidales.

Imagen 65. Ensamble del freno



El embrague y el freno esta acomodados dentro de la carcasa del mecanismo de cambios mostrada en la imagen 66, en la cual se acoplan por medio del acople coaxial de los agujeros del embolo y los maquinados en la carcasa, de tal forma que los émbolos de cada uno quede descubierto para ser acoplado a la línea de transmisión.

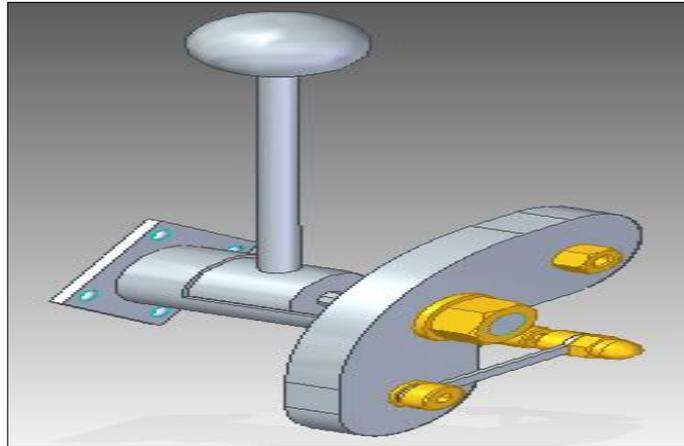
Imagen 66. Carcasa del mecanismo de cambios



Para el accionamiento remoto del embrague y el freno, para que sea cómodo para el usuario realizar el cambio de marcha a la hora de ejercitarse, se diseñó un

conjunto de tres palancas, mostrada en la imagen 67, cada una relacionada con cada módulo, para ejercer el movimiento del embrague y del freno.

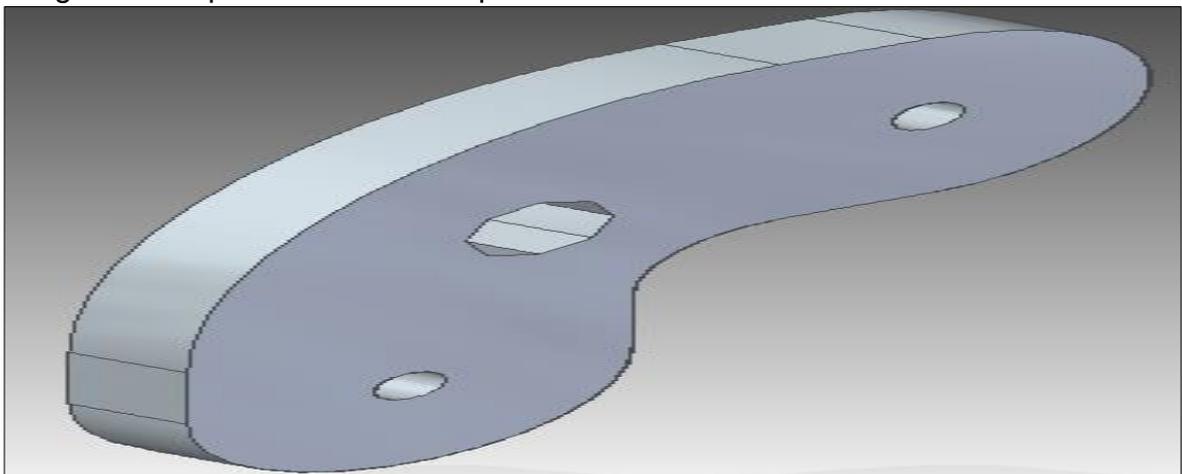
Imagen 67. Palanca de acción



Cada una de las palancas está compuesta por una serie de elementos, que en su conjunto halan y sueltan dos líneas de transmisión, una al embrague y otra al freno, realizando un movimiento intercalado de acople y desacople, para así lograr el cambio de marcha.

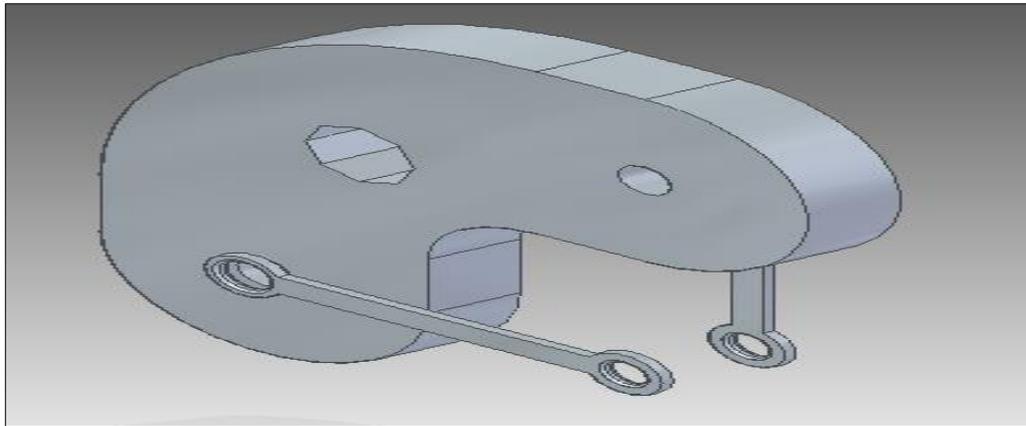
El primer elemento y el más importante es el soporte de acción, mostrado en la imagen 68. Este es un elemento en forma de L, de 30 mm de espesor y de radio en sus extremos, el cual posee tres agujeros, dos en sus extremos de 5 mm de diámetro, en los cuales se insertan un pasador del mismo diámetro y con un roscado en un extremo, para poder ajustarlo mediante una tuerca. El tercer agujero tiene una forma octagonal de 10 mm de altura, por medio del cual se transmite el movimiento circular realizado por el usuario.

Imagen 68. Soporte de acción de palancas



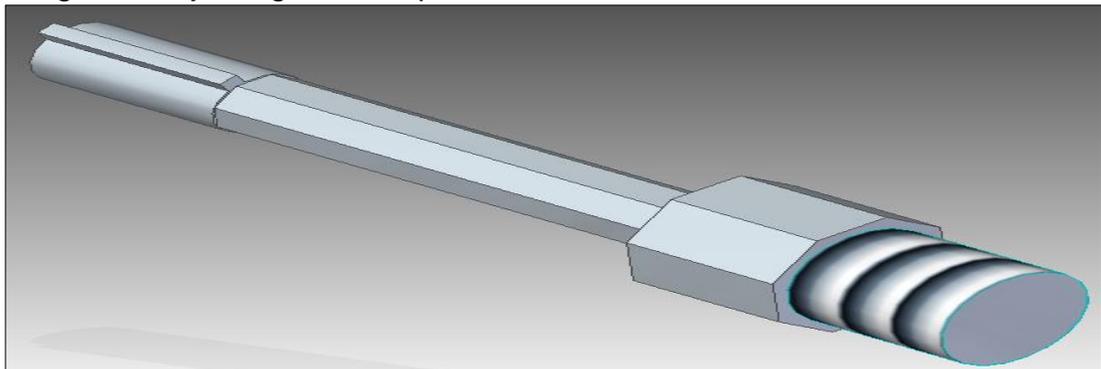
En los agujeros de los extremos del soporte de acción, van montados sobre el pasador dos barras rígidas que en sus puntas poseen una profusión circular de 3,5 mm de diámetro, que en el centro poseen un agujero de 5 mm, uno sin rosca y otro con rosca. El agujero sin rosca se sitúa alrededor del pasador y en el agujero con rosca se acoplan un tornillo y una tuerca M5, que aprietan la línea de transmisión de tal forma que haya un movimiento en conjunto. Este elemento debe acoplarse de tal forma que uno quede vertical y el otro horizontal, como se muestra en la imagen 69, de tal modo que cuando se mueva circularmente en sentido de las manecillas de reloj el soporte de acción de la palanca, la barra vertical tire la línea de transmisión y el que esta horizontal la suelte.

Imagen 69. Montaje de las barra guías sobre el soporte de acción de la palanca



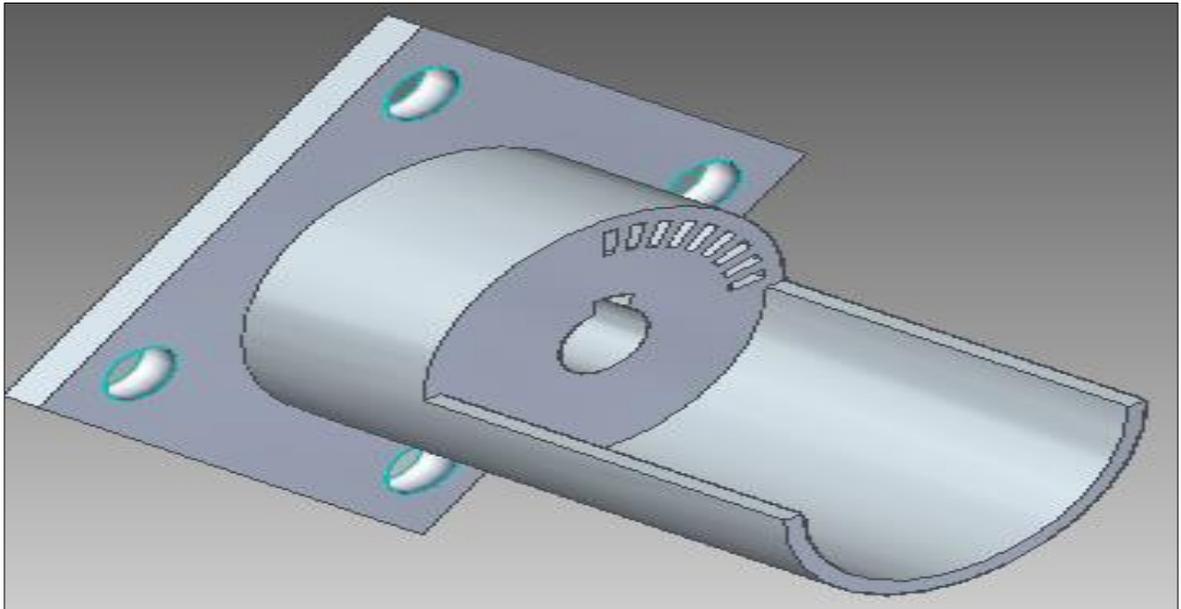
Para transmitir el movimiento circular de la palanca al soporte de acción, se acopla, este último, a un eje central. Este eje posee una superficie octogonal de 5 mm de alto donde está montada la palanca y luego una de 10mm de alto donde está montado el soporte de acción. Terminando esta geometría, en el extremo posee un roscado de tal modo que se genere un tope para los dos elementos acoplados por medio de una tuerca y una arandela M8, como se muestra en la imagen 70.

Imagen 70. Eje de guía de la palanca



En la parte lisa del eje se encuentra una profusión de 2 mm de alto y de ancho, la cual tiene la función de restringir el movimiento circular de la palanca, y así poder ajustarlo al movimiento lineal deseado. Esta parte lisa está montada dentro de un cilindro, con un agujero del mismo tamaño que esta y con una ranura en su perímetro, donde la protrusión del eje se va a desplazar 10° , tal y como se muestra en la imagen 71. También está compuesto de una placa cuadrada de 30 X 30, donde se apoya todo el conjunto de la palanca a la carcasa, mediante cuatro agujeros M5.

Imagen 71. Apoyo de la palanca



El apoyo presenta 9 ranuras, de un diámetro medio de 17 mm y 2 mm de altura, distribuidos a 10° cada una, iniciando a 0° en relación al agujero central y terminando a 90° . A estas ranuras se insertan 8 rectángulos, con la misma simetría y geometría de estas, encontrados en la palanca, como se muestra en la imagen 72. Estas ranuras se acoplan y desacoplan a voluntad del usuario, el cual para realizar el cambio de marcha debe mover la palanca axialmente y luego circularmente, para que el sistema se ajuste y no se desplace a causa de las fuerzas generadas en el embrague y el freno. El movimiento es guiado por una ranura encontrada en la carcasa, mostrada en la imagen 74, que describe el movimiento que se debe realizar. Además, para que el desplazamiento axial que se haga a la palanca sea forzado, de tal modo que siempre se ajuste la palanca, se montó entre el apoyo de acción y la palanca un resorte, que aplicara la fuerza necesaria para que siempre haya un acople de las ranuras de la palanca con las del apoyo. El resorte, de la empresa Lee sping, tiene como referencia LCM080CG 01, posee una longitud sin carga de 10,5 mm, una altura solida de 4,4 mm, un diámetro de poste de 5 mm y una carga a la altura solida de aproximadamente 29 N.

Imagen 72. Palanca de accionamiento



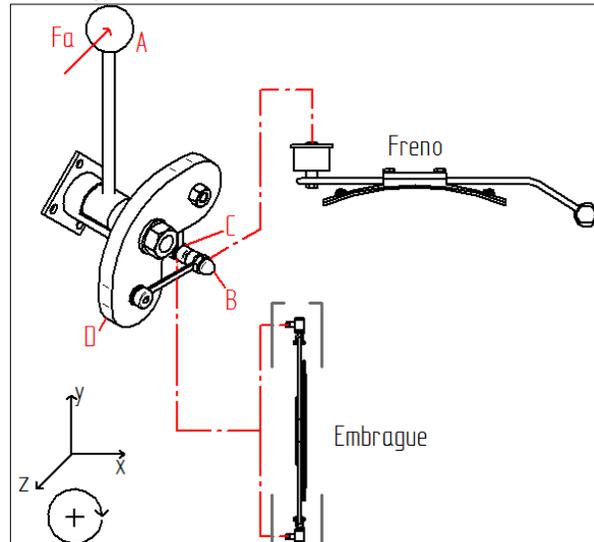
La longitud de la palanca es una variable dependiente de la fuerza necesaria para accionar el embrague y el freno, para esto se debe tener en cuenta el funcionamiento de todo el sistema de accionamiento completo.

La fuerza es aplicada en la palanca por el usuario, esta se transmite como un momento de torsión al soporte de acción de palancas, que se encarga de aplicar la fuerza a la línea de transmisión del freno o del embrague, fuerza que se transmite directamente a los émbolos de cada mecanismo. La fuerza aplicada no tiene el fin de activar el embrague o el freno, sino de desactivarlos, ya que de la activación se encarga el resorte de cada cilindro, así cuando se suelte la línea de transmisión de cada mecanismo el resorte realizara su función.

En la imagen 73 se muestra el diagrama representativo del funcionamiento del sistema de accionamiento. Cuando se aplica una fuerza F_a en A, en dirección $-z$, el conjunto de palanca gira positivamente, la barra guía B conectada a la línea mecánica del freno y ubicada sobre el eje z , es halada, y al mismo tiempo el embolo del freno, lo cual causa que este se desacople de la corona; a la vez la barra guía c ubicada verticalmente y unida a la línea mecánica del embrague, la cual se divide en dos para acoplar los dos émbolos, se suelta, lo que causa que los resorte encontrados en los émbolos se estiren y apliquen la fuerza axial necesaria para que el embrague acople la corona con los satélites y así gire el módulo de epicicloidales en conjunto.

Cuando se aplica una fuerza en dirección z , la barra guía B se suelta y la barra guía c, se hala, lo que causa que se retenga la corona por medio del freno y el embrague se desconecte.

Imagen 73. Diagrama de funcionamiento de la palanca



Para saber la fuerza F_a se parte del hecho que para mover el freno o el embrague se necesita comprimir los resortes de los cilindros de cada uno, lo que equivale a aplicar la misma fuerza que ellos en dirección contraria. Así, para efectos del análisis, la barra guía B realiza sobre el cable una fuerza de de 560 N y la de la barra la barra guía c de 1600 N. Además las barras guías actúan como una sola articulación con el cable, por lo cual se pueden trasladar las fuerza hacia los puntos ubicados en el soporte de acción. Por esto, al ser fuerzas aplicadas tangencialmente al círculo que comprenden estas sobre el eje de la palanca, se pueden trasladar al punto F_a , mediante un momento torsional igual a la magnitud de estas por el radio de acción. Entonces para la barra guía B sería:

$$T = 560N * 0,025m$$

$$T = 14 Nm$$

Y para la barra guía A sería:

$$T = 1600N * 0,025m$$

$$T = 40 Nm$$

Si se supone una longitud de la palanca de 100 mm, la Fuerza F_a cuando la barra guía B se tira es de:

$$F_a = \frac{14 Nm}{0,1 m}$$

$$F_a = 140 N$$

Y cuando la barra guía A se tira:

$$F_a = \frac{40 \text{ Nm}}{0,1 \text{ m}}$$
$$F_a = 400 \text{ N}$$

Observando los resultados, se dice que cuando la palanca gira positivamente, se debe realizar un fuerza aproximada de 140 N o 14 Kgf, y cuando se gira del otro lado se debe realizar una fuerza aproximada de 400 N o 40 Kgf. Así, se puede decir que las fuerzas son adecuadas para que un usuario mayor pueda aplicarlas cuando quiera realizar el cambio de marcha.

Las palancas van a alojadas en una carcasa de 210 mm de ancho, la cual posee, además de las ranuras de guía de la palanca, seis agujeros alineados con las barras guías, por donde pasaran las líneas de transmisión conectadas, ya sea al embrague o al freno de cada módulo, como se muestra en la imagen 73. Dentro de esta carcasa están alojadas y atornilladas tres placas de 5mm de ancho donde se montan cada una de las palancas, mediante el uso de tornillos para los agujeros M5, encontradas en el apoyo de cada una. Esta carcasa está dividida en tres partes, dos de ellas montadas radialmente y la otra montada axialmente a la derecha del mecanismo, como se muestra en la imagen 75. La placa lateral une las otras dos placas mediante tornillos M3, y por medio de seis agujeros que se alinean con otros seis agujero, repartidos entre las dos partes de la carcasa, en la cara lateral derecha de estas. Además, las dos placas, tiene agujeros M3 a lo largo de su silueta, los cuales tiene la función de ajustar las placas centrales donde van montadas las palancas.

Imagen 74. Ranuras de guía sobre la carcasa del mecanismo de palancas

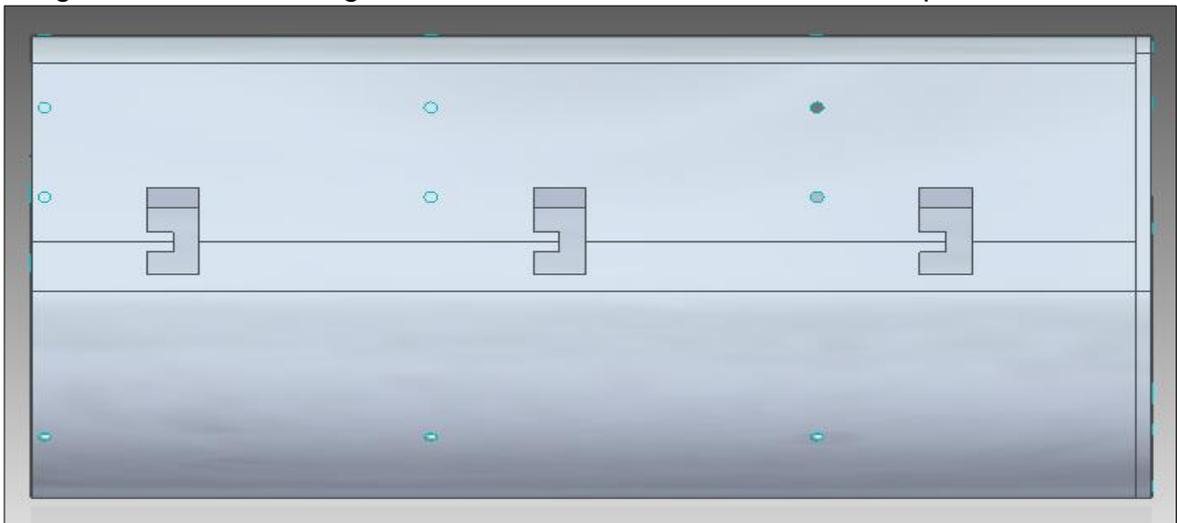
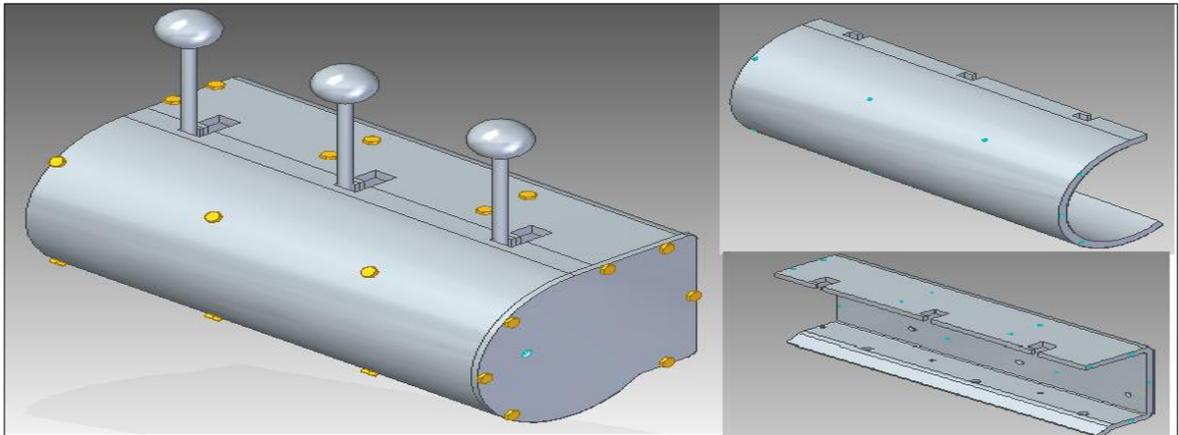


Imagen 75. Partes de carcasa palanca



Para conectar las palancas a cada uno de los frenos de cada una de las etapas, se utilizaron 2 paquetes shimano de cables, fundas y topes como los mostrados en la imagen 76. Este paquete está compuesto por un cable de 1,2X2100 mm, un cable de 1,2X1800 mm, una funda para cada cable de 4X1700 mm y dos topes para cada cable de 5mm de diámetro. Este cable está fabricado en acero inoxidable y tiene un recubrimiento con un polímero PTFE.

Imagen 76. Paquete de cables, fundas y topes shimano



Fuente: www.shimano.com/catalogo.paquete

La conexión de las palancas al freno correspondiente se hace directamente, acoplando el cable a las guías direccionales que están distribuidas a lo largo del marco de la bicicleta.

Para el caso del embrague, el cable se tiene que dividir en dos para que se haga el correspondiente movimiento en los dos embolos del dispositivo. Para este fin se escogió un elemento llamado suspensor, el cual se utiliza para suspender una o varias cargas por medio de cables. Ya que en este caso se desea aplicar una carga a dos líneas de cables, su funcionamiento se acomoda con la necesidad, donde el cable de apoyo generaría la fuerza y la transmitiría a los demás cables. Así, se escogió un suspensor distribuido por la empresa Koala Components y

fabricado por Reutlinger, el cual es utilizado para la conexión en Y, compatible con cable de 1-3 mm y una tuerca de seguridad de cierre en la parte superior para el bloqueo del cable. Para cables de 3 mm de acero galvanizado la carga máxima que soporta el suspensor es de 100 kg, como se muestra en el anexo E, ideal para soportar las cargas de 80 kg del embrague.

Imagen 77. Suspensor para cables de embrague



Fuente:<http://www.koalacomponents.com/catalogo/accesorios-metalicos/suspensores-y-accesorios/reutlinger-suspensores-y-accesorios>

Para la unión del cable en sus puntas se utilizó grapas para cables forjadas de 3mm, mostradas en el anexo E.

5.3 DISEÑO GEOMETRICO, MECANICO Y SELECCION DEL MECANISMO MULTIPLICADOR

Al mecanismo multiplicador hacen parte dos conjuntos de elementos, el primero de ellos es el mecanismo piñón cadena, que se encarga de realizar la conexión entre el eje del pedal y el eje trasero donde están montados los demás mecanismos del sistema, y el otro es el mecanismo de engranajes multiplicadores, los cuales mediante la relación de transmisión realizan una multiplicación de la velocidad.

El sistema completo tiene que encargarse de llevar la velocidad angular que entrega el sistema de cambios hasta un rango aceptable, para que tanto el generador, como la rueda de inercia que se encarga de la conservación de la energía cinética, puedan realizar su trabajo a cabalidad. Así que a continuación se

mostrara el dimensionamiento y los parámetros mecánicos de cada conjunto de elementos que pertenece a este mecanismo.

5.3.1 Diseño geométrico, mecánico y selección del mecanismo piñón cadena. La función principal de este mecanismo es unir la parte delantera con la trasera, como se menciona anteriormente, pero debido que es un mecanismo de transmisión de potencia, se puede realizar una multiplicación de la velocidad con la relación de transmisión entre los dos piñones que se unen por medio de la cadena.

Para empezar hay que seleccionar el tipo de cadena a utilizar. Para esto se usó el anexo D, donde se muestra la capacidad en caballos de fuerza con la que trabaja la cadena. Para saber el número de dientes del piñón más pequeño, se tomó la velocidad mínima de salida del mecanismo de cambios que es 18,951 rpm, se asume que la relación de velocidad entre los dos piñones va a ser de 2, esto quiere decir que la velocidad mínima del piñón más pequeño, ya que este se ubicara en la salida, sería de 37,09 rpm; además se sabe que la potencia máxima es de 620,84 watts o 0,8325 Hp.

Para una sola hilera, teniendo en cuenta los parámetros mecánicos, la cadena número 60 de 0,75 pulg de paso parece la más adecuada. Se recomienda que los dientes mínimos del piñón más pequeño sean 17, pero cuando la velocidad del piñón impulsor es menor a 100 rpm, los dientes del piñón más pequeño pueden ser menores a 17³⁰. La velocidad mínima del piñón impulsor, ósea a la salida del mecanismo de cambio es de 18,95 rpm, pero la velocidad máxima a la salida del mecanismo de cambios es de 401,42 rpm, esto sugiere una velocidad promedio de 210,85 rpm, con lo cual se escoge un piñón pequeño de 17 dientes.

Teniendo en cuenta el tipo de cadena y el número de dientes del piñón más pequeño, se procedió a calcular el número de dientes del piñón más grande, para esto se debe saber la relación de transmisión esperada para este mecanismo. Ya que la velocidad máxima de salida del mecanismo de cambio es de 401,42 rpm, y tanto el mecanismo de piñón cadena, como el mecanismo de multiplicación por engranes se encargan de llevar la velocidad hasta un máximo de 3600 rpm, la relación de velocidades o el tren de potencia del mecanismo es de aproximadamente 9, y ya que este mecanismo no es el directamente encargado de realizar la multiplicación de la velocidad, se le asigna una relación de velocidades de 2, para que el mecanismo de multiplicación el objetivo para el que fue seleccionado.

Tomando la relación de velocidades asignada, se aplicó la ecuación 33 para hallar el número de dientes de la catarina más grande.

³⁰ Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson. pag 290

Ecuación 33. Relación de velocidad piñón cadena

$$R_v = \frac{N_2}{N_1}$$

Donde R_v = relación de velocidades, N_1 = Catarina pequeña y N_2 = Catarina grande.

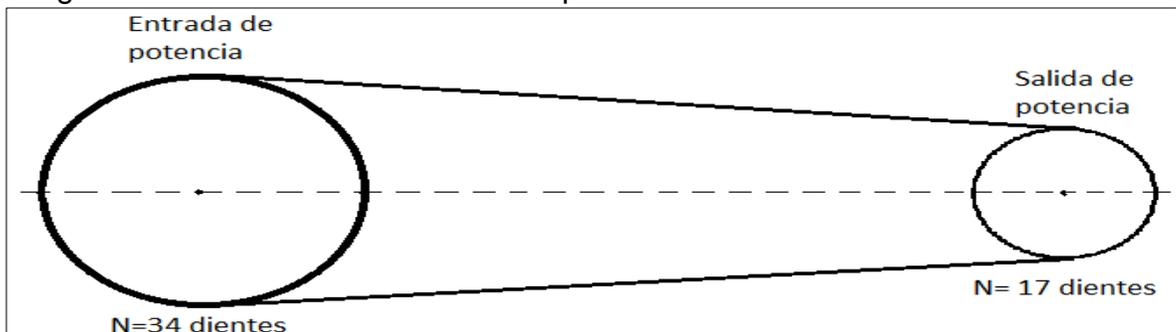
Entonces:

$$N_2 = 17 \text{ dientes} * 2$$

$$N_2 = 34 \text{ dientes}$$

Ya que se desea obtener una multiplicación de la velocidad de salida del sistema de cambios, la entrada de potencia debe ser por la catarina grande de 34 dientes y la salida de potencia por la catarina pequeña de 17 dientes, tal y como se muestra en la imagen 78.

Imagen 78. Distribución de mecanismo piñón-cadena



Calculados los dientes y conociendo la distribución de las catarinas, se procede a calcular los diámetros de paso de las catarinas mediante la ecuación 34.

Ecuación 34. Diámetro de paso catarina

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}$$

Donde D = diámetro de paso (m), p = paso de la cadena (m), N = número de dientes de la catarina.

Entonces, para la catarina conductora:

$$D = \frac{1,95 \text{ cm}}{\sin\left(\frac{\pi}{34}\right)}$$

$$D = 21,13 \text{ cm}$$

Y, para la catarina conducida:

$$D = \frac{1,95 \text{ cm}}{\sin\left(\frac{\pi}{17}\right)}$$

$$D = 10,61 \text{ cm}$$

El siguiente paso del diseño del mecanismo piñón-cadena es calcular la distancia entre centros de los piñones y la longitud de la cadena. Para esto se debe especificar una distancia de centros nominal, que para este caso se tomó un valor intermedio del valor recomendado, 40 pasos. Para calcular la longitud de la cadena se utiliza la ecuación 35:

Ecuación 35. Longitud de cadena

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

Donde L= longitud de la cadena y C= distancia entre centros.

La cual sustituyendo las variables nos da un resultado de:

$$L = 2 * 40 \text{ pasos} + \frac{34 \text{ dientes} + 17 \text{ dientes}}{2} + \frac{(34 \text{ dientes} - 17 \text{ dientes})^2}{4 * \pi^2 * 40 \text{ pasos}}$$

$$L = 105,683 \text{ pasos}$$

Teniendo la longitud de la cadena, se procede a calcular la distancia entre centros teórica. Para esto se debe usar una longitud de cadena par, por lo cual se tomó 106 pasos como la longitud, aplicando la ecuación 36, se obtuvo que la distancia entre centros es de 40,1588 pasos, multiplicándolo por el paso de la cadena, se calcula que es de 76,50 cm.

Ecuación 36. Distancia entre centros

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \right)} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} * 106 \text{ pasos} - \frac{34 \text{ dientes} - 17 \text{ dientes}}{2} + \sqrt{\left(106 \text{ pasos} - \frac{34 - 17}{2} \right)^2 - \left(\frac{8 * (34 - 17)^2}{4 * \pi^2} \right)}$$

$$C = 40,1588 \text{ pasos} = 40,16 \text{ pasos} * 1,95 \frac{\text{cm}}{\text{paso}} = 76,50 \text{ cm}$$

Calculados los parámetros anteriores, se debe calcular el ángulo de contacto de la cadena en cada catarina, con las ecuaciones 37 y 38, ya que este debe ser mayor a 120° para que la transmisión de potencia sea adecuada.

Ecuación 37. Angulo de contacto catarina pequeña

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

Ecuación 38. Angulo de contacto catarina grande

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

Para la catarina conducida el ángulo de contacto es de:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{(21,13cm - 10,61cm)}{2 * 76,50cm} \right]$$

$$\theta_1 = 172,26^\circ$$

Y para la catarina grande el ángulo de contacto es de:

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{(21,13cm - 10,61cm)}{2 * 76,50cm} \right]$$

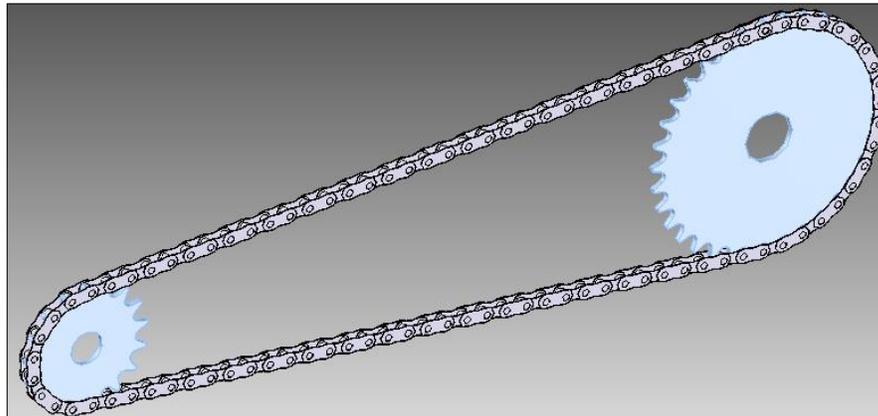
$$\theta_2 = 187,73^\circ$$

Por lo tanto, al ser mayores de 120° son adecuados para la transmisión.

Teniendo en cuenta el dimensionamiento realizado para el mecanismo piñón-cadena, se seleccionaron cada uno de los elementos que pertenecen al mecanismo, y sus dimensiones normalizadas se pueden encontrar en el anexo D.

Con la información recolectada anteriormente, se realizó el modelamiento de cada uno de los elementos que pertenecen a este mecanismo, y luego se acoplo en conjunto, como se muestra en la imagen 79. Se puede ver que la relación de tamaños no es tan grande, ya que su relación de transmisión es baja.

Imagen 79. Modelo 3d mecanismo piñon cadena



Conociendo las variables geométricas del mecanismo, se procede a evaluar las variables mecánicas con las que trabaja. Se toman los datos de las variables mecánicas de salida del mecanismo de cambios consignados en la tabla 12, para analizarlos como parte de este mecanismo como variables de entrada, ya que se conoce la relación de transmisión que hay entre el piñón conductor y el conducido, se calculan las variables de salida con las ecuación 33, se debe tener en cuenta que ya que se realizan varios cambio de relaciones en el mecanismo de cambios las velocidades de entrada no van a ser las misma, por eso se tienen en cuenta cada una de las magnitud del torque y velocidad de salida en cada cambios, como se muestra en la tabla 31.

Tabla 31. Variables mecánicas mecanismo piñón cadena

| | | Torque (Nm) | | Velocidad angular (rpm) | |
|--------------------------|---------|-------------|--------|-------------------------|--------|
| | | Máximo | Mínimo | Máximo | Mínimo |
| Primer cambio de marcha | Entrada | 14,71 | 0,7523 | 401,42 | 56,85 |
| | Salida | 7,35 | 0,3761 | 802,84 | 113,70 |
| Segundo cambio de marcha | Entrada | 14,71 | 0,7523 | 401,42 | 56,85 |
| | Salida | 7,35 | 0,3761 | 802,84 | 113,70 |
| Tercer cambio de marcha | Entrada | 14,71 | 0,7523 | 401,42 | 56,85 |
| | Salida | 7,35 | 0,3761 | 802,84 | 113,70 |
| Cuarto cambio de marcha | Entrada | 44,138 | 2,257 | 133,80 | 18,91 |
| | Salida | 22,069 | 1,1285 | 267,61 | 37,90 |

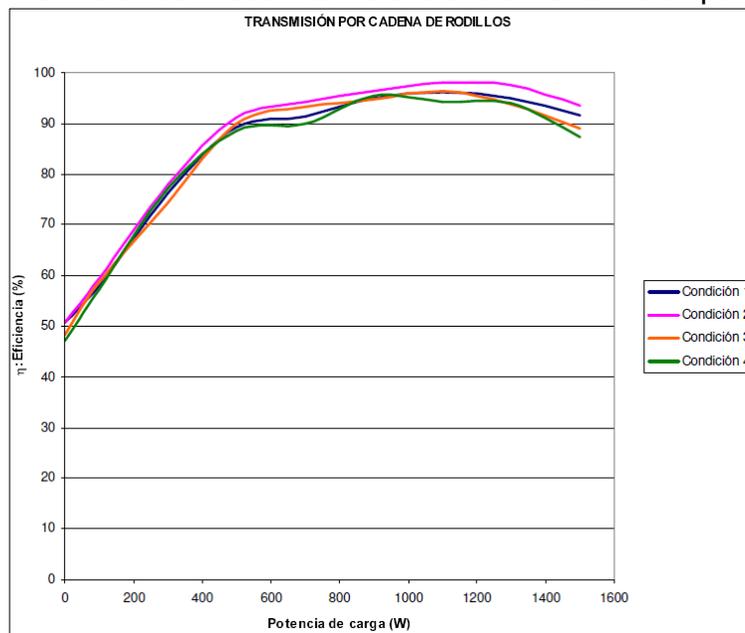
Se puede observar en la tabla 31, que en los tres primeros cambios no hay una diferencia entre sus valores, en cambio para el cuarto cambio hay una disminución en la velocidad adquirida y los valores no aumentaron sustancialmente como en los cambios anteriores, esto se debe a que en el cuarto cambio se acopla el tercer módulo de epicicloidal, que empieza a trabajar como rueda de inercia y no como engranajes multiplicadores, como lo hace en los primero cambios. Teniendo en cuenta esto, se pueden ver cuatro valores de la velocidad de salida en la tabla, y

tres de los cuatro superan las 100 rpm, por lo cual la elección de elegir una piñón pequeño de 17 dientes fue la mejor.

Calculadas las variables mecánicas de este mecanismo, se procedió a calcular la potencia mecánica a la salida del este, teniendo en cuenta la eficiencia de la transmisión por cadenas.

Para conocer el valor de la eficiencia de la cadena se utilizó la gráfica 13, la cual fue extraída de un proyecto en el cual diseño un banco de pruebas para elementos flexibles. La prueba que se realizó para la transmisión por cadena, se realizó con una cadena de rodillos número 50, de paso $\frac{5}{8}$, y una longitud de 80 pasos. Para la prueba se hicieron 4 pruebas en condiciones diferentes, en la cual la cadena alineada y lubricada con un aceite SAE30 fue la más eficiente. Según la gráfica 13, para una potencia de 600 Watts la eficiencia alcanza el 90%, pero para una potencia de 300 Watts la eficiencia se reduce hasta aproximadamente el 70%. Teniendo en cuenta lo anterior, para el análisis de la potencia a la salida de este mecanismo se va a tomar una eficiencia de 80%, la media entre estos dos valores.

Gráfica 13. Potencia mecánica vs eficiencia transmisión por cadena



Se utilizó la potencia máxima suministrada de menor valor por el mecanismo de cambios para saber la potencia máxima suministrada por el mecanismo de cadena. En este caso la eficiencia está dada en función a el valor de funcionabilidad esperado, así que con la ecuación 39 se puede calcular la potencia total a la salida de este mecanismo:

Ecuación 39. Potencia mecánica mediante la eficiencia

$$P_t = P_c * e$$

Donde P_t = Potencia total, P_c = Potencia calculada y e = eficiencia.

Entonces el cálculo de la potencia mecánica de este mecanismo sería:

$$P_t = 589 W * 80\%$$

$$P_t = 471 Watts$$

5.3.2 Diseño geométrico y mecánico de los engranajes de multiplicación. Este mecanismo se encarga de realizar la mayor multiplicación de la velocidad, y con esto lograr una velocidad angular alta, para que la energía conservada por el volante de inercia sea mayor, y así pueda ser entregada para su conversión al generador durante un mayor tiempo.

Está compuesto por dos engranajes rectos, los cuales trabajan por medio de una relación de transmisión para generar la multiplicación deseada. El más grande estará ubicado a la entrada de potencia y el más pequeño a la salida. Ya que el mecanismo de piñón cadena se encargó de realizar un aumento de la velocidad al doble, y se desea que el mecanismo en su conjunto tenga una multiplicación de la velocidad de 9, la relación de transmisión de los engranajes de multiplicación sería de 4,5.

Para asegurar que no haya interferencia entre los dientes rectos de los engranajes, se tomó en cuenta los datos proporcionados por la tabla 32, en la cual se observa el máximo de dientes del engrane para un piñón de 20°, profundidad total y engranado con un engrane. Tomando en cuenta esto, el valor del número de dientes del piñón debe ser mayor a 16, ya que estos pueden realizar la multiplicación deseada cumpliendo con la condición de interferencia, sabiendo que las relación de velocidades es una proporción de la velocidad, el número de dientes o el diámetro de paso, entre el piñón y el engrane, como lo muestra la ecuación 40.

Tabla 32. Interferencia engranajes de ángulo de contacto 20°

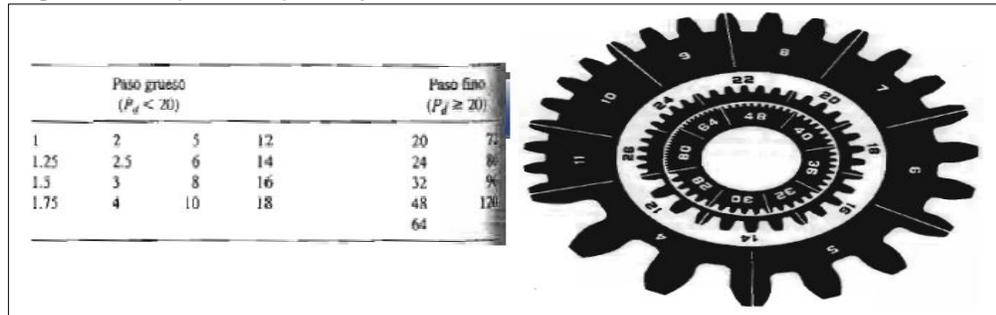
| Para un piñón de 20°, profundidad total, engranado con un engrane | |
|---|--------------------------------------|
| Número de dientes del piñón | Número máximo de dientes del engrane |
| 17 | 1309 |
| 16 | 101 |
| 15 | 45 |
| 14 | 26 |
| 13 | 16 |

Ecuación 40. Relación de transmisión engranajes

$$VR = \frac{w_p}{w_g} = \frac{N_g}{N_p} = \frac{D_g}{D_p}$$

Teniendo en cuenta la condición de interferencia, se va a tomar el número de dientes del piñón como 20 y por ende el número de dientes del engrane seria 90. Para que cumpla con el objetivo de ser compacto, se escogió un engranaje de paso diametral medio, los cuales tienen una relación entre sus dientes y su diámetro proporcional. Para esto se tomó en cuenta en la imagen 80, donde se encuentran los pasos diametrales que se consideran gruesos o finos. Se escogió un paso de 12, de paso grueso, ya que se requiere un mecanismo, que además de ser compacto, tenga una resistencia considerable en sus dientes, y este paso está entre los más finos y lo más gruesos, para garantizar eso.

Imagen 80. Tipos de paso y su relación tamaño- número de dientes



Teniendo en cuenta el paso con el cual se va a diseñar los engranajes, se observa la tabla 33, para encontrar un módulo que sea equivalente para este paso diametral. Atendiendo lo anterior, el módulo del engrane y el piñón sería de 2.

Tabla 33. Equivalencia en modulo del paso diametral

| Módulo (mm) | P_d equivalente | P_d normalizado más cercano (dientes/pulg) |
|----------------|----------------------|---|
| 0.3 | 84.667 | 80 |
| 0.4 | 63.500 | 64 |
| 0.5 | 50.800 | 48 |
| 0.8 | 31.750 | 32 |
| 1 | 25.400 | 24 |
| 1.25 | 20.320 | 20 |
| 1.5 | 16.933 | 16 |
| 2 | 12.700 | 12 |
| 2.5 | 10.160 | 10 |
| 3 | 8.466 | 8 |
| 4 | 6.350 | 6 |
| 5 | 5.080 | 5 |
| 6 | 4.233 | 4 |
| 8 | 3.175 | 3 |
| 10 | 2.540 | 2.5 |
| 12 | 2.117 | 2 |
| 16 | 1.587 | 1.5 |
| 20 | 1.270 | 1.25 |
| 25 | 1.016 | 1 |

Teniendo en cuenta los datos calculados anteriormente, se hizo uso de las ecuación encontradas en el cuadro 3, para dimensionar el piñón y el engrane, y así poder realizar su modelamiento. Los datos calculados se tabularon en la tabla 34.

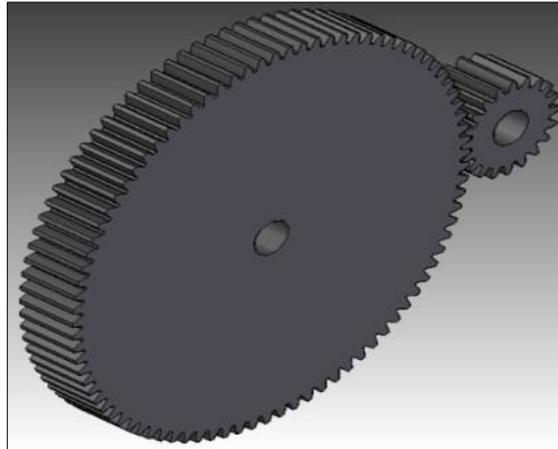
Tabla 34. Dimensiones geométricas mecanismo de engranajes multiplicadores

| Parámetro | Piñón | Engrane | Unidad |
|----------------------------------|-------------|-------------|----------|
| Diámetro de paso (D) | 40 | 180 | Mm |
| Numero de dientes (N) | 20 | 90 | |
| Paso diametral (Pd) | 12,700 | 12,700 | Pulg |
| Paso circular (p) | 6,283185307 | 6,283185307 | Mm |
| módulo métrico (m) | 2 | 2 | |
| Altura de cabeza (a) | 2 | 2 | Mm |
| Altura de pie (b) | 2,5 | 2,5 | Mm |
| Holgura (c) | 0,5 | 0,5 | Mm |
| Diámetro exterior (Do) | 44 | 184 | Mm |
| Diámetro de raíz (Dg) | 35 | 175 | Mm |
| Altura total (ht) | 4,5 | 4,5 | Mm |
| Profundidad de trabajo (hk) | 4 | 4 | Mm |
| Espesor de diente (t) | 3,141592654 | 3,141592654 | Mm |
| Distancia entre centros | 110 | 110 | Mm |
| Angulo de presión | 0,349 | 0,349 | Radianes |
| Diámetro de circulo de base (Db) | 37,58860564 | 169,1487254 | Mm |
| Relación de contacto (mf) | 8,45241563 | 8,45241563 | |

Con el objetivo de realizar el modelamiento de este mecanismo, se realizó la búsqueda en el catálogo de la empresa KHK Gears, para encontrar el par de engranajes que cumplan con las condiciones de geometría calculadas. De referencia SS2-20 y SS2-90, los engranajes se encuentran subrayados en el anexo C, donde se muestra su configuración geométrica de fábrica. Estos son fabricados en un acero 1040, sin ningún tipo de tratamiento superficial.

Teniendo en cuenta la selección y los cálculos geométricos realizados anteriormente, se realizó el modelo de los dos engranajes que pertenecen a este mecanismo y luego se realizó un acople donde se engranaron estos, como se puede ver en la imagen 81.

Imagen 81. Modelo 3d engranajes multiplicadores



Teniendo en cuenta el dimensionamiento, se procede a analizar el comportamiento de las variables mecánicas con las que trabaja el mecanismo de engranajes multiplicadores, para esto se tomaron las magnitud de estas variables a la salida del piñón-cadena y se les aplico la relación de transmisión calculada.

En la tabla 35 se muestran los valores de estas variables, para cada uno de los cambios que pueden realizar las maquinas, teniendo en cuenta las variables de salida del mecanismo de piñón- cadena.

Tabla 35. Variables mecánicas mecanismo engranajes multiplicadores

| | | Torque (Nm) | | Velocidad angular (rpm) | |
|--------------------------|---------|-------------|--------|-------------------------|--------|
| | | Máximo | mínimo | Máximo | Mínimo |
| Primer cambio de marcha | Entrada | 7,35 | 0,3761 | 802,84 | 113,70 |
| | Salida | 1,633 | 0,083 | 3612,78 | 511,65 |
| Segundo cambio de marcha | Entrada | 7,35 | 0,3761 | 802,84 | 113,70 |
| | Salida | 1,633 | 0,083 | 3612,78 | 511,65 |
| Tercer cambio de marcha | Entrada | 7,35 | 0,3761 | 802,84 | 113,70 |
| | Salida | 1,633 | 0,083 | 3612,78 | 511,65 |
| Cuarto cambio de marcha | Entrada | 22,069 | 1,1285 | 267,61 | 37,90 |
| | Salida | 4,904 | 0,250 | 1204,245 | 170,55 |

Si se observa la tabla 35, se puede ver que la velocidad angular de salida del mecanismo multiplicador tiene un rango bastante amplio, el cual va desde 170,55 rpm a 3612,78 rpm, lo que sugiere un amplio rango de trabajo del mecanismo de conservación y un amplio rango de conversión con el que trabajaría el generador eléctrico. También se puede observar que, así como la velocidad aumento su

magnitud, el torque lo redujo sustancialmente, lo que puede generar un trabajo adicional para los mecanismos eléctricos al compensar esto.

Para calcular la potencia mecánica a la salida del mecanismo multiplicador se tomó la eficiencia del trabajo de contacto que hay entre los dientes, como se muestra en el aparte del diseño del mecanismo cambios. Teniendo en cuenta eso la perdida de potencia del mecanismo seria del 1%.

Aplicando la ecuación 26, en la cual se utilizó el dato de potencia del mecanismo anterior o el mecanismo de cadena para saber la máxima perdida de potencia en el sistema. Con esto claro la ecuación se resolvió de la siguiente forma:

$$P_t = 471 W - \left(\frac{1\% * 471 W}{100\%} \right)$$
$$P_t = 471 W - 4,7 W$$
$$P_t = 466 \text{ Watts}$$

5.4 DISEÑO GEOMÉTRICO Y MECÁNICO DEL MECANISMO DE CONSERVACION DE ENERGIA MECANICA

Este mecanismo es el encargado de conservar la energía cinética del sistema, para que la potencia mecánica que sea entregada al generador sea estable durante un tiempo y su variabilidad sea consecuencia del aumento de la velocidad de entrada o de la disminución de la cadencia de pedaleo. Es la última etapa de acondicionamiento de las potencia mecánica, ya que recibe la velocidad angular multiplicada del mecanismo de engranajes y la entrega directamente al generador Se compone de un rueda de inercia de velocidad y un acople por rueda libre.

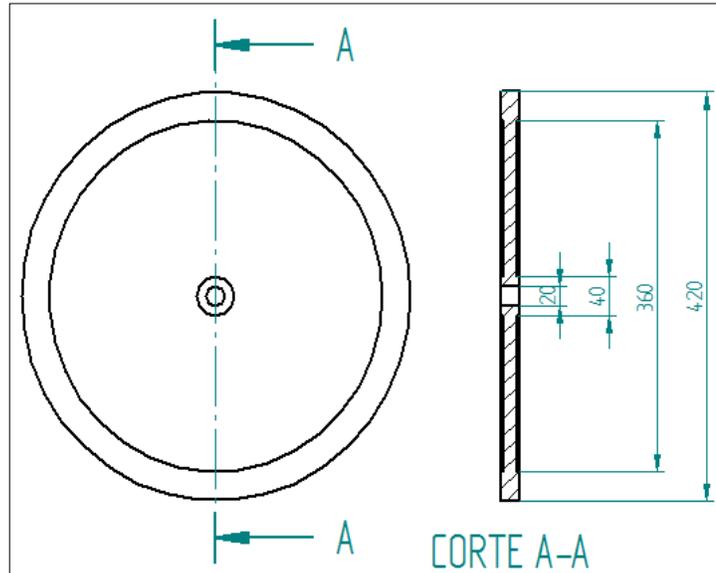
El diámetro del volante será 42 cm, que no se modifica para la bicicleta estática y que se añadirá para la bicicleta elíptica. Este volante tiene la particularidad de tener un perfil donde la parte externa es más ancha que la interna, como se muestra en la imagen 82. El fin último de esta configuración es concentrar la masa más grande del volante en la parte exterior, para generar una inercia mayor, y con esto poder utilizar un material poco pesado, para que a la hora de girar su pérdida de velocidad sea poca.

Este mecanismo está regido por el principio de la conservación de la energía, el cual establece que la energía recibida es igual a la energía entregada más la energía acumulada. La energía con la cual este elemento realiza la conservación del movimiento y es capaz de entregarla en pequeños instante de tiempo es la energía cinética. Ya que el volante realiza un movimiento circular, su energía cinética está dada por la ecuación 41, en donde depende de la inercia del cuerpo, que a su vez depende del peso del cuerpo y de la velocidad angular.

Ecuación 41. Energía cinética rotacional

$$E_{cinetica} = \frac{1}{2} * I * \omega^2$$

Imagen 82. Perfil del volante de inercia.



Teniendo en cuenta el perfil del volante, se divide este, en el alma que corresponde a la parte delgada que tiene un volumen desde el diámetro del eje hasta el diámetro de la masa externa, y la masa externa que tiene el radio desde el diámetro externo del alma hasta el diámetro externo del volante. Para saber esta inercia se necesita tener en cuenta el peso de cada uno de los elementos, que se calcula hallando el volumen y teniendo el peso específico del material; adicionalmente se debe tener en cuenta que el radio de giro de cada elemento, que se define como el promedio de la sumatoria del diámetro interno con el externo, como se muestra en la ecuación 42.

Ecuación 42 Inercia rotacional

$$I = Wk^2 = V * \delta * \left(\frac{r_e^2 + r_i^2}{2} \right)$$

Donde I= inercia, W=peso, K= radio de giro, V= volumen, δ = peso específico del material, r_e = radio externo y r_i = radio interno.

Tomando la ecuación mencionada, en la tabla 36 se muestran los valores de los parámetros para cada uno de los elementos que componen la rueda de inercia, teniendo en cuenta que su alma está fabricada en acero y la masa circular externa está fabricada en aluminio.

Tabla 36. Parámetros para calcular la inercia del volante de inercia

| Parámetro | Volante de inercia | | Unidad |
|----------------------------|--------------------|--------------|------------------|
| | Alma | Masa externa | |
| Diámetro interno (Di) | 0,04 | 0,36 | m |
| Diámetro externo (De) | 0,36 | 0,42 | m |
| K2 | 0,0164 | 0,03825 | m ² |
| Volumen (V) | 0,000536034 | 0,000620465 | m ³ |
| Pesos específico () | 76930 | 26460 | N/m ³ |
| Ancho (l) | 0,015 | 0,02 | m |
| Peso (W) | 41,23709562 | 16,4175039 | N |
| Inercia (WK ²) | 0,676288368 | 0,627969524 | Nm ² |

Se puede observar en la tabla 36, la inercia de ambos elementos del volante, que sumándolos daría 1,304 Nm², inercia total del volante.

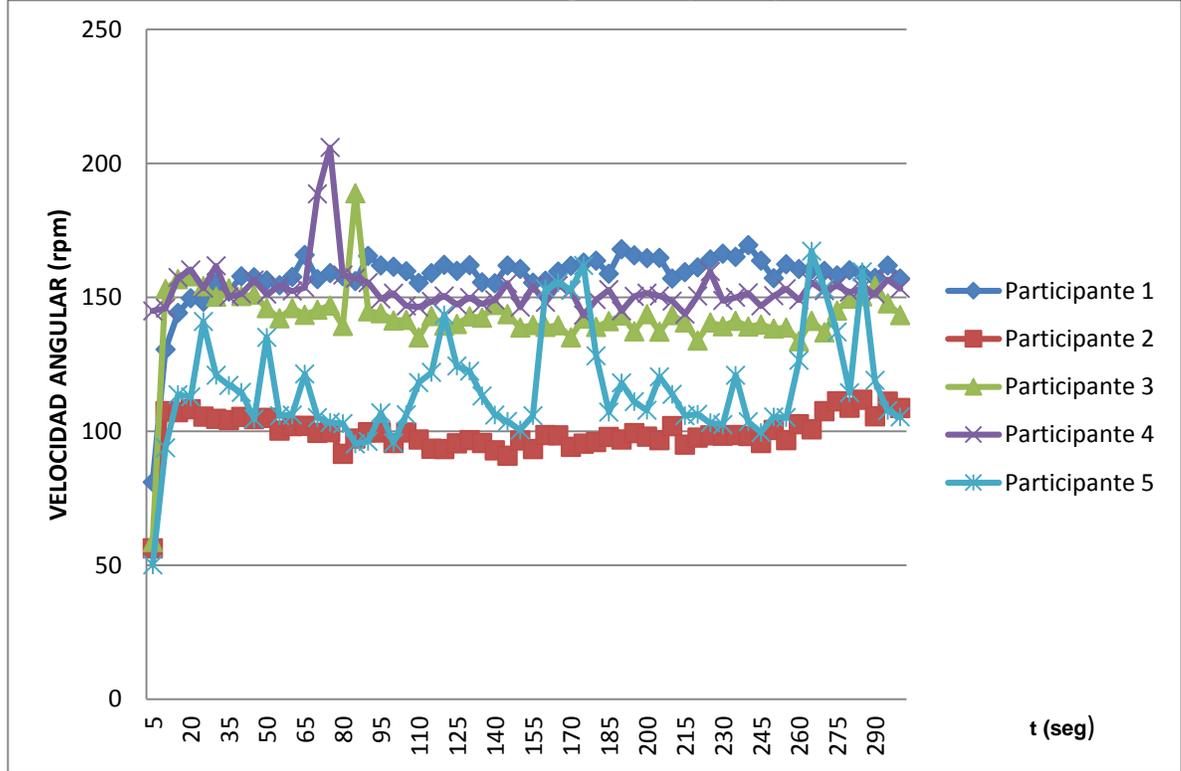
Para calcular la energía cinética del volante se tomaron los datos proporcionados por la tabla 36, donde se muestra las velocidades máximas y mínimas en cada uno de los cambios después de pasar por una multiplicación en el mecanismo de ruedas por fricción, así en la tabla 37. Se muestra la energía cinética máxima y mínima que el volante puede adquirir.

Tabla 37. Energía cinética del volante de inercia

| Parámetro | Magnitud | Unidad |
|-------------------------|-------------|------------------|
| Velocidad máxima | 378,258066 | rad/s |
| Velocidad mínima | 17,856585 | rad/s |
| Inercia | 0,133061224 | Kgm ² |
| Energía cinética máxima | 9519,144413 | Joule |
| Energía cinética mínima | 21,2137932 | Joule |

La función principal del volante será, realizar la corrección de los picos en caída que presenta la velocidad del tripulante de la máquina al realizar el ejercicio. En la gráfica 14 se puede ver el comportamiento normal de varios usuarios al realizar el ejercicio, el cual tiene un rango muy alto entre los datos máximos y mínimos, pero que presenta un rizado en algunos casos no abultado como en los participantes 1 y 2, y en otro de una gran magnitud como en el participante 5.

Grafica 14. Resultados de velocidad angular de participantes



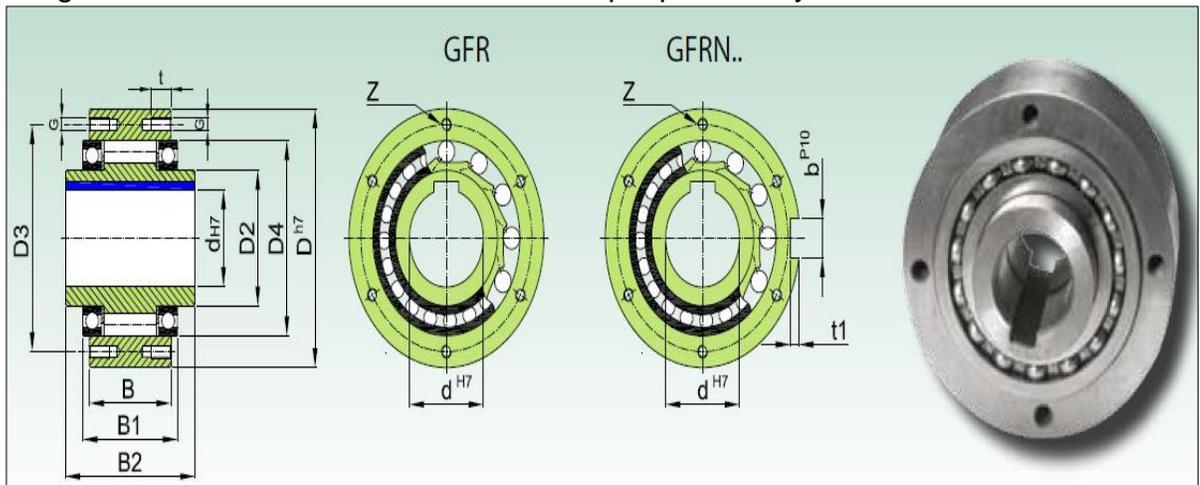
Para que esta función ondulada sea convertida en una función lineal, el generador reciba una velocidad constante, con una pérdida constante de velocidad, cuando no haya un torque de entrada en la máquina y el volante este trabajando al aire, se debe utilizar un acople al volante capaz de permitirle un desacople del eje de entrada, cuando el volante tenga una velocidad mayor a la de entrada. Este componente se llama rueda libre y se muestra en la imagen 83. La rueda libre con rodillos se compone de dos aros, uno interior y otro exterior, y unos rodillos alojados en cámaras entre estos dos aros, en las cuales su superficie de rodadura es inclinada. Cuando la velocidad del aro interior es mayor que la del aro exterior, los rodillos van a rodar hacia la rampa de tal modo que cuando lleguen al tope bloquean el aro interior con el exterior transmitiendo la velocidad y la fuerza. Cuando la velocidad del aro interior es menor a la del aro exterior los rodillos no se desplazan hacia las rampas y permiten que el aro exterior ruede libremente.

Imagen 83. Rueda libre rodillos



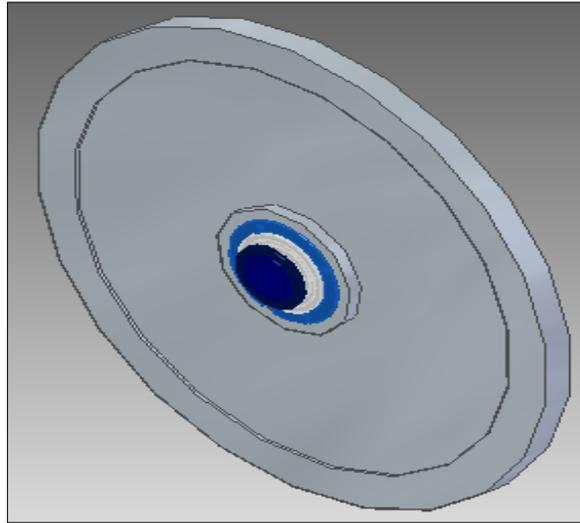
Así pues, se escogió, para permitir el movimiento libre de la rueda para que transmita al generador una velocidad constante, una rueda libre de rodillos. Para esto se consultó el catálogo de la empresa española NBS, los cuales ofrecen una variedad muy amplia de estos productos. Del catálogo se escogió una rueda capaz de acoplar tanto el eje interno, como el volante y el eje externo, con lo cual se escogió una rueda libre de serie GFRN, mostrada en la imagen 84, la cual tiene un cuñero en el aro interior, cuñero en el aro exterior, esta auto soportada por rodamientos internos y varios agujeros para la instalación de brida en el aro exterior.

Imagen 84. Rueda libre de rodillos con acople por brida y chaveta



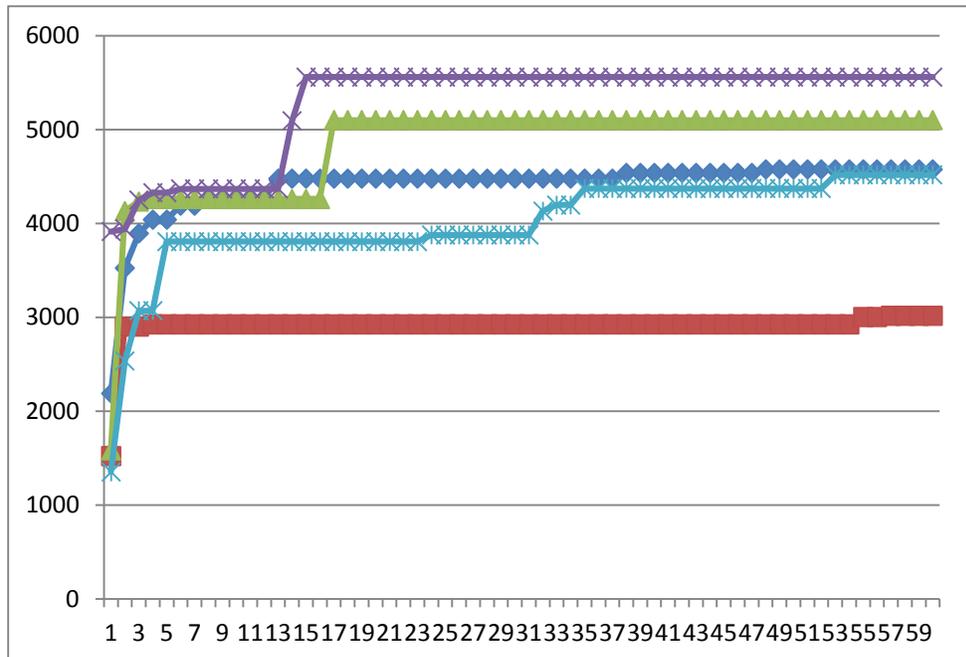
Teniendo en cuenta lo anterior se escogió una rueda libre de rodillos GFRN20, que tiene un diámetro interno de 20 mm, un diámetro externo de 75 mm, un ancho de 57 mm, un peso de 1 kg y agujeros de rosca M6 para el acople de la brida, como se puede ver en el anexo G. En la imagen 85 se muestra la forma como va acoplada el volante con la rueda libre

Imagen 85. Montaje del volante de inercia y la rueda libre



Con la rueda de inercia escogida se logra que los picos negativos de velocidad a la entrada del generador, debido a la pérdida de aceleración, sean eliminados y que el rizado del trabajo del usuario tenga una forma más lineal que la inicial, como se muestra en la gráfica 5, así pues la energía entregada al generador sería mucho más constante en el tiempo de ejercicio que la entregada normalmente por un deportista de medio o bajo rendimiento.

Gráfica 15. Velocidad angular corregida con la rueda inercia



5.5 SELECCIÓN GENERADOR, REGULADOR, INVERSOR Y BATERIA

Para la selección de los componentes eléctricos como el generador, regulador y otros se definió la potencia de salida y el uso que se dará a la energía producida por la máquina, teniendo como base del análisis una potencia producida de 400 w. Como el proyecto está dirigido a casas o gimnasios, se asumió que el uso que se le dará a esta potencia es para la iluminación de dichos lugares, por lo cual se utilizó para el análisis iluminación led, que consume poca energía en comparación a otros tipos de iluminación. Por lo anterior se hizo el cálculo para 20 bombillos leds que consumen 20 w a 110 v de corriente directa, cada uno.

5.5.1 Selección de generador. A partir de los datos obtenidos anteriormente como potencia, velocidad angular torque máximo y mínimo, se pasa a la selección del generador, que tiene que adaptarse de manera correcta a las variables de trabajo del diseño. Según la selección realizada en el capítulo 4, el generador a utilizar es de imanes permanentes, ya que por las características variables de los datos de entrada se dificulta el mantener una velocidad de sincronía ns constante de la alimentación mecánica, requisito para otra clase de generadores y la ventaja de ser capaz de producir un campo magnético de polos opuestos sin la necesidad de utilizar energía eléctrica adicional. Por lo anterior, se buscó varios generadores de imanes permanentes, que manejen el rango de velocidades adecuado y una potencia mayor o igual a 400 watts, además de una velocidad de trabajo mayor o igual a la calculada y una eficiencia alta. Por consiguiente, se tabulo en la tabla 38, características como la potencia nominal, el voltaje entregado, la velocidad de rotación, el tipo de señal y la eficiencia, de varios generadores encontrados en el mercado, para así poder realizar una comparación efectiva para la selección del generador.

Tabla 38. Caracterización de generadores seleccionados

| GENERADORES (MODELO) | BLDC Motor 500W | Model:90BLDC-003 | Brushless DC Motor (SXZ-1500W) | 110BLDC Brushless Motor | BPE-MG600 | 90 Series BLDC Motors:90BLDC-002 |
|----------------------------|-----------------|------------------|--------------------------------|-------------------------|-----------|----------------------------------|
| VOLTAJE ENTREGADO (V) | 48 | 48 | 48 | 24 | 24 | 48 |
| POTENCIA NOMINAL (W) | 500 | 750 | 1500 | 940 | 600 | 400 |
| VELOCIDAD DE ROTACION(rpm) | 1000 | 3000 | 1000-2600 | 2000 | 450 | 2000 |
| EFICIENCIA (%) | 0.90 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.90 | 0.90 |

La selección del generador se realizó a partir de la discriminación de las características encontradas en la tabla 38, mediante un puntaje dado a partir de la importancia de cada factor, fundamentándose en el criterio de los diseñadores y en las variables de trabajo del mecanismo.

Tabla 39. Matriz para la selección del generador

| GENERADORES (MODELO) | VOLTAJE ENTREGADO | | POTENCIA NOMINAL | | VELOCIDAD DE ROTACION | | TIPO DE SEÑAL | | EFICIENCIA | | TOTAL |
|----------------------------------|-------------------|----|------------------|----|-----------------------|----|---------------|----|------------|----|-------|
| Importancia | 8 | | 8 | | 9 | | 2 | | 7 | | |
| BLDC Motor 500W | 10 | 80 | 10 | 80 | 9 | 81 | 10 | 20 | 10 | 70 | 331 |
| Model:90BLDC-003 | 10 | 80 | 5 | 40 | 7 | 72 | 10 | 20 | 9 | 63 | 275 |
| Brushless DC Motor (SXZ-1500W) | 10 | 80 | 3 | 24 | 9 | 81 | 10 | 20 | 9 | 63 | 268 |
| 110BLDC Brushless Motor | 10 | 80 | 4 | 32 | 7 | 81 | 10 | 20 | 9 | 63 | 276 |
| BPE-MG600 | 10 | 80 | 6 | 48 | 5 | 45 | 10 | 20 | 10 | 70 | 263 |
| 90 Series BLDC Motors:90BLDC-002 | 10 | 80 | 8 | 64 | 7 | 63 | 10 | 20 | 10 | 70 | 297 |

Según la tabla 39, el generador BLDC motor 500 w, mostrado en la imagen 86, es el más adecuado para realizar la función de producción eléctrica, ya que a partir de los criterios planteados obtuvo la puntuación más alta. En el anexo H se muestra las características geométricas, mecánicas y electricas de este generador.

Imagen 86. Generador BLDC motor 500w



Fuente: GOLDEN MOTOR. Obtenido de:
<http://www.goldenmotor.com/frame-bldcmotor.htm>

5.5.2 Selección del regulador. La selección del regulador se realiza a partir de los parámetros de salida del generador escogido, para esto es importante tener en cuenta los valores de las variables de potencia, voltaje, y corriente al que está sometido el dispositivo. Para calcular la corriente con la que sale la energía del generador se utiliza la ecuación 43, por lo cual con una potencia eléctrica a la salida de 400 w y voltaje de 48V, el valor de la corriente sería 8,33 A.

Ecuación 43. Potencia eléctrica

$$P = V * I$$

Donde P = potencia, V = voltaje y I = corriente

Se buscó un regulador comercial que funcionara a partir de estos valores, con un amperaje mayor a 8,33 y un voltaje de 48V. Así, se optó para este sistema por un regulador de referencia TE 2048, que opera a 12V / 24V / 48 V y maneja una corriente de 20 Amperios. Su ficha técnica se puede ver en el anexo H.

5.5.3 Selección de baterías. A consideración del voltaje y la corriente, se escoge una batería de 48 v con una capacidad mayor a 8 Amperios. Con estos datos se buscaron diferentes modelos de batería que se acomoden a los requerimientos del sistema y se consignaron en la tabla 40.

Tabla 40. Caracterización de las baterías seleccionadas

| BATERIAS | CAPACIDAD NOMINAL (Ah) | TAMAÑO (mm) | COSTO (dólar) | VIDA UTIL (años) |
|---|------------------------|-------------|---------------|------------------|
| E bike batería 48 v li-ion recargable 10ah | 10 | 470*110*90 | 100 | 5 |
| 48 v 20ah lfp batería para e-bike/e-scooter | 20 | 384*130*150 | 500 | 5 |
| 48 v 10ah batería lfp | 10 | 240*190*150 | 250 | 5 |

Para la evaluación de los aspectos se hizo una matriz ordenada, mostrada en la tabla 41, donde se califican algunos criterios como costos, tamaño, vida útil y así escoger la adecuada, según el criterio de los diseñadores y las necesidades del sistema.

Tabla 41. Matriz para la selección de batería

| BATERIAS | CAPACIDAD NOMINAL | | TAMAÑO | | COSTOS | | VIDA UTIL | | TOTAL |
|---|-------------------|-----|--------|----|--------|----|-----------|----|-------|
| Importancia | 10 | | 8 | | 9 | | 2 | | |
| E bike batería 48 v li-ion recargable 10ah | 10 | 100 | 10 | 80 | 9 | 81 | 10 | 20 | 281 |
| 48 v 20ah lfp batería para e-bike/e-scooter | 10 | 100 | 8 | 80 | 5 | 45 | 10 | 20 | 255 |
| 48 v 10ah batería lfp | 10 | 100 | 8 | 80 | 7 | 63 | 10 | 20 | 263 |

En la tabla 41 se muestra que el modelo E bike batería 48 v li-ion recargable 10ah es el más apropiado para el diseño, de acuerdo a los criterios escogidos para su evaluación. Este es un banco, que posee baterías de 3,7 V, con una configuración de batería 5p14s, que significa que tiene 14 líneas de 5 puestos de baterías, como se muestra en la imagen 87. Lo anterior se muestra en el anexo H, donde se encuentra las propiedades eléctricas y geométricas de este tipo de batería, de referencia SRB481026514-Y1.

Imagen 87. Configuración del banco de baterías



Fuente: <http://es.aliexpress.com/w/wholesale-48v-10ah-battery.html>

5.5.4 Selección de inversor. Ya que se tiene definido el uso de la energía producida por las maquinas, se ve necesario cambiar el tipo de señal DC a AC para la conexión de los bombillos los cuales trabajan a 110 v y 60 hz. Además de esto se utiliza el inversor para subir el voltaje de entrada, de 48v a 110v. Para esto se hace la selección de un inversor de acuerdo a las variables del generador BLDC Motor 500W, que entrega 48V, tiene un potencia nominal de 500W, una velocidad de rotación de 1000 rpm y una eficiencia del 90%.

Imagen 88. Inversor TH750



Fuente: http://www.ebay.com/itm/Thor-Th750-750-watt12-voltios-modificado-Inversor-de-onda-sinusoidal-/261125151210?_ul=BO

Con estos valores se encontró un inversor que se ajustó a estas variables y el más adecuado fue el modelo TH750, mostrado en la imagen 88 el cual ajusta con la

salida de potencia del generador escogido, ya que trabaja con una potencia nominal de 750 W, rango donde se encuentra adecuado la potencia entregada por el generador. En el anexo H se puede ver la ficha técnica de este inversor.

Teniendo en cuenta las eficiencias mostradas en el generador (90%) y en el rectificador (90%) se calculó la potencia total eléctrica suministrada a las cargas. Para esto se utilizó la potencia mecánica total del mecanismo de engranajes multiplicadores, que tiene un valor de 466 watts. Además se utilizó la ecuación 39, sabiendo que cada eficiencia de cada mecanismo eléctrico se debe multiplicar por la potencia de entrada al circuito eléctrico. Así el cálculo de la potencia eléctrica total sería:

$$P_t = 466 W * 90\% * 90\%$$

$$P_t = 377 \text{ Watts}$$

Esta potencia calculada es la mayor que el mecanismo en su totalidad puede suministrar, ya que tiene en cuenta la eficiencia de los mecanismos que tienen más incidencias en las pérdidas por el trabajo. Además se observa que la mayor pérdida de potencia es de 200 watts aproximadamente, por lo cual mediante el despeje de la eficiencia de la ecuación 39 se puede calcular la eficiencia total de la máquina de la siguiente manera:

$$e = \frac{377 W}{620 W}$$

$$e = 0,60 = 60\%$$

Para obtener la mayor eficiencia se tuvo en cuenta que cuando el mecanismo de epicicloidales está en su máximo cambio no hay pérdidas, esto quiere decir que su trabajo no desgasta sustancialmente el producto final de la máquina. Así, la mayor eficiencia sería la multiplicación de todas las eficiencias con el valor de potencia mecánica más alto y el resultado dividido entre este mismo, como se muestra a continuación:

$$e = \frac{620 W * 80\% * 99\% * 90\% * 90\%}{620 W}$$

$$e = \frac{397 W}{620 W}$$

$$e = 0,64 = 64\%$$

Con esto la eficiencia del mecanismo diseñado sería del 60% al 64%

5.6 DISEÑO DE EJES, CUÑAS Y ACOPLES

Obtenidas las variables mecánicas que corresponden a la potencia de entrada suministrada por el usuario y la potencia de salida suministrada por el mecanismo completo, se procedió a dimensionar los ejes que hacen parte de la máquina. Para esto se debe tener presente una distribución de los componentes que hacen parte del sistema y que trabajan en conjunto con los ejes.

Para el diseño de ejes se utilizó el método de esfuerzos combinados para hallar los diámetros en cada sección del eje, ya que en este mecanismo encontramos tanto fuerzas radiales, como tangenciales. Para esto hay que precisar en algunas características del eje, tales como las características mecánicas del material con el que está fabricado, factores de diseño, longitudes entre los diferentes elementos que están acoplados y el tipo de eje que se va a utilizar.

Como primer parámetro a tener en cuenta es el tipo de material del eje. Para el análisis inicial se utilizó un acero AISI 1020, acero de bajo contenido de carbón. Este se seleccionó debido a que es el material con el que se fabrican ejes de menor resistencia y menor costo, perfecta para esta aplicación donde las fuerzas y esfuerzos no son altos. Para este análisis hay que tener en cuenta dos propiedades mecánicas del material, la primera es la resistencia a la tensión (S_u) y la segunda es la resistencia a la fluencia (S_y), que para este material son 61 ksi o 420 Mpa y 51 ksi o 352 Mpa³¹ respectivamente. Se tiene en cuenta que los ejes del mecanismo van a ser maquinados, esto con el objetivo de obtener una aproximación de la resistencia a la fatiga (S_n), utilizando de la gráfica 16, mediante la resistencia a la tensión y el tipo de fabricación de la pieza se obtiene un valor de 25 Ksi de resistencia a la fatiga teórica aproximadamente.

Para obtener un valor real de esta resistencia (S_n') se deben aplicar cuatro factores importantes, el primero es un factor de material que para este caso sería de uno al ser un acero forjado³², el segundo sería un factor de esfuerzo que para este caso sería uno por presentar solo esfuerzos flexionantes³³, el tercero es un factor de confiabilidad que se toma de la tabla 42 el cual brinda la confiabilidad que se tiene de los datos experimentales tomados de la resistencia a la fatiga y que en este caso sería de 0,9, y el cuarto un factor de tamaño tomado de la tabla 43 que para un diámetro entre 20 mm y 50 mm, que son los tamaños mínimos y máximos de los ejes esperados, sería en promedio 0,856. Con estos factores aplicados a la resistencia por fatiga se obtendría un valor de 19,260 Ksi o 132,79 Mpa.

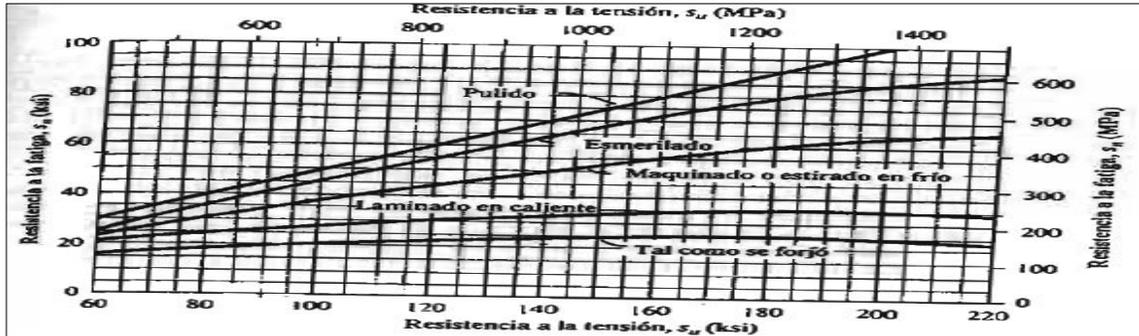
³¹ Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson. Tabla apéndice 6

³² Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson. pag 174

³³ Op, cit

Un factor importante en el diseño de ejes es el factor de diseño (N), ya que este nos brinda la confianza que tiene el diseñador de los datos de diseño, que para este caso se escogió una confianza promedio, ósea un factor de diseño de 2.

Grafica 16. Resistencia a la fatiga en funcion de la resistencia a la tension y la condicion de superficie



Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). Diseño de elementos de maquinas, cuarta edición. Mexico: Pearson.

Tabla 42. Factor de confiabilidad

| Factores de confiabilidad aproximados C_R | |
|---|------|
| Confiabilidad deseada C_R | |
| 0.50 | 1.0 |
| 0.90 | 0.90 |
| 0.99 | 0.81 |
| 0.999 | 0.75 |

Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). Diseño de elementos de maquinas, cuarta edición. Mexico: Pearson.

Tabla 43. Factor de tamaño

| Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional | |
|---|---------------------------|
| Rango de tamaño | Para D en pulgadas |
| $D \leq 0.30$ | $C_S = 1.0$ |
| $0.30 < D \leq 2.0$ | $C_S = (D/0.3)^{-0.11}$ |
| $2.0 < D < 10.0$ | $C_S = 0.859 - 0.02125D$ |
| Unidades SI | |
| Rango de tamaño | Para D en mm |
| $D \leq 7.62$ | $C_S = 1.0$ |
| $7.62 < D \leq 50$ | $C_S = (D/7.62)^{-0.11}$ |
| $50 < D < 250$ | $C_S = 0.859 - 0.000837D$ |

Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). Diseño de elementos de maquinas, cuarta edición. Mexico: Pearson.

Dados los datos de diseño del eje y propiedades mecánicas, se procede a analizar la distribución y la distancia a la que se encuentran los elementos en cada uno de

sus ejes. Para esto se debe tener en cuenta que a este mecanismo pertenecen, los elementos de transmisión que serían cada una de las etapas de epicicloidales, los elementos de acción para realizar los cambios que serían los embragues y frenos, un elemento de unión entre el ejes de la manivela y el eje trasero de la máquina que sería una catarina del sistema de piñón cadena, y los apoyos de cada uno de los ejes que son los rodamientos. Cada etapa de epicicloidales está compuesta por un portasatelites que une cada etapa con la siguiente, además de un embrague que realiza el acople entre los planetas y la corona.

Cada uno de los elementos anteriormente mencionados deben ser lo más angostos posibles para que el mecanismo sea compacto, y así sea cómodo su uso mediante los pedales. Para saber la longitud total del eje se deben tener en cuenta las siguientes apreciaciones:

- El ancho de cada módulo aumentado es de 68 mm y ya que son dos su longitud total sería de 136 mm. El ancho del tercer módulo, el cual no es aumentado, con porta satélite es de 32 mm. La sumatoria de todos estos componentes sería 168 mm.
- En el eje central sólido está apoyado sobre dos rodamientos en sus extremos, con un diámetro de 20 mm, lo rodamiento con menor espesor para esta medida son los del espesor de 7mm, mostrado en el anexo F. Por lo tanto estos ocuparían 14 mm.
- Como no se sabe con precisión el diámetro externo que va a tener el eje hueco en cada etapa de epicicloidales, se buscó mediante el filtro del catálogo de SKF los rodamientos que tuvieran un diámetro interno mayor a 20 mm y se tomaron los de menor espesor de esta lista. Lo rodamiento de diámetro interno entre 20mm y 50mm alcanzan un espesor mínimo de 7mm, lo que para los cálculos se adapta bien porque se espera que el espesor de este eje no supere 30 mm. Se supone que al ser compacto el sistema solo se necesita un apoyo después de la catarina, para que soporte el paso y el movimiento de los ejes huecos y los módulos.

Teniendo en cuenta los valores totales en cada uno de los elementos expuestos anteriormente, se obtiene un total de longitud del eje de 189 mm. Ya que en el análisis no se tuvieron en cuenta los embragues de cada etapa, la catarina del acople y el espacio para montar los pedales, se concedió al valor de la longitud hallada un espacio de 190 mm, donde se dispondrán los elementos faltantes mencionados anteriormente. Así la longitud total del eje sería de 380 mm.

Sabiendo la longitud total del eje, se procedió a realizar la distribución espacial de cada uno de los elementos como se muestra en la imagen 89 (los datos entregados por la imagen son para la muestra y no están dimensionados). Esta distribución se hizo mediante la suposición de las longitudes entre cada elemento,

teniendo en cuenta su espesor, además se concedió un espacio amplio para acoplar el mecanismo de embrague que aún no se ha dimensionado.

Imagen 89. Distribución y medidas del mecanismo de cambios.

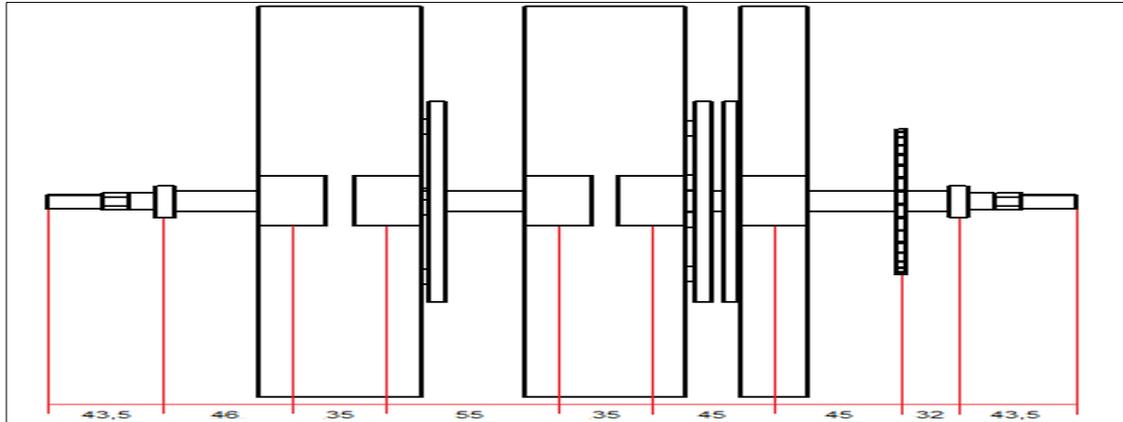


Tabla 44 . Parámetros para el diseño de ejes

| Propiedades del material | | |
|--------------------------|-----------------|-------|
| Material | Acero AISI 1020 | |
| Sy | 352 | Mpa |
| Sμ | 420 | Mpa |
| Sn | 25 | Ksi |
| Sn` | 132,793848 | Mpa |
| Factores | | |
| Factor de diseño (N) | 2 | |
| Factor de tamaño (Cs) | 0,856 | |
| Factor de confianza (Cr) | 0,9 | |
| Propiedades mecánicas | | |
| Potencia | 620,84 | Watts |
| Velocidad angular | 14,00886 | Rad/s |
| Torque | 44,1387 | Nm |

Teniendo todos los datos necesarios para realizar el diseño de los ejes correspondientes al mecanismo de cambios, mostrados en la tabla 44, se procede a analizar el comportamiento de las fuerzas y momento en cada uno de los ejes, tanto en plano paralelo como en el perpendicular. Este análisis debe considerar cada punto donde se encuentre un elemento que corresponda a la transmisión del mecanismo. A continuación se deben realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante. Con los resultados obtenidos en cada punto del momento flexionante en cada punto y sobre cada plano de acción, se aplica la ecuación 35 para hallar el momento flexionante total en ese punto.

Ecuación 44. Momento flexionante absoluto

$$M = \sqrt{(M_x^2) + (M_y^2)}$$

Donde M_x = momento flexionante en x y M_y = momento flexionante en y

Con los anteriores datos brindados se puede calcular el diámetro mínimo del eje mediante la ecuación 45 para cada punto en ese eje.

Ecuación 45. Diámetro por medio de análisis de esfuerzos combinados

$$D = \left[\left(\frac{32 * N}{\pi} \right) * \left(\sqrt{\left(\frac{M}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right)} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones anteriores, a continuación se hará el análisis específico en cada uno de los ejes correspondientes al mecanismo de cambios.

5.6.1 Eje solido central. Este eje une los pedales con la primera etapa del epicicloidal. Está conformado por los pedales a los extremos, dos rodamientos seguidos de los pedales y el planeta del primer engranaje epicicloidal. En este eje se aplicara la potencia mecánica proveniente directamente del usuario, así que los valores de las variables mecánicas corresponden a las mostradas en la tabla 31.

Se debe tener en cuenta que hay dos casos de entrada de potencia al planeta, uno cuando se aplica la fuerza en la manivela derecha y dos en la otra manivela izquierda, lo que causa que al cambiar el lugar de aplicación de la fuerza, se cambian las distancias entre cojinetes. Se hallaron las fuerzas en cada uno de los elementos de transmisión como se muestra en la tabla 45, tanto en el plano x como en el plano y, teniendo en cuenta que la fuerza tangencial es aplicada sobre el plano y, y la fuerza radial sobre el plano x; además se incluyen los datos de las distancias entre los elementos y sus apoyos.

Imagen 90. Distancias entre elementos del eje sólido.

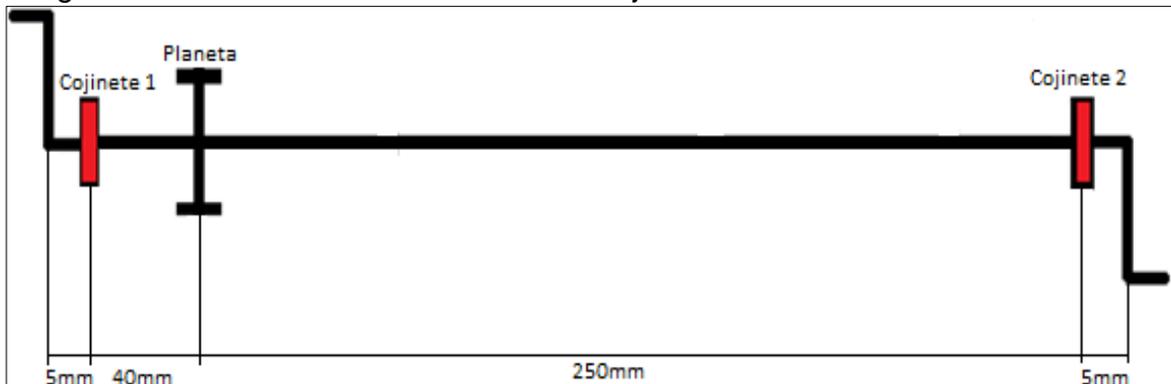


Tabla 45. Parámetros del eje central sólido primer caso

| Engranaje planeta | | |
|-------------------------------------|-------------|----|
| Diámetro | 100 | mm |
| Fuerza tangencia (F_t) | 882,774 | N |
| Fuerza radial (F_r) | 321,2376293 | N |
| Distancia cojinete 1 (d_1) | 0,03175 | m |
| Distancia cojinete 2 (d_2) | 0,26125 | m |
| Pedal | | |
| Longitud de manivela | 0,18 | m |
| Fuerza tangencia (F_t) | 245,215 | N |
| Distancia cojinete 1(d_3) | 0,0335 | m |
| Distancia cojinete 2 (d_4) | 0,3265 | m |
| Cojinetes | | |
| Distancia entre cojinetes (d_5) | 0,293 | m |

Conseguidos los parámetros se procedió a calcular las reacciones de estas fuerzas en cada uno de los apoyos o cojinetes, para esto se realizaron los correspondientes diagramas de cuerpo libre, mostrados en la imagen 92, para saber el signo de cada uno de las fuerzas y reacciones se tomó como referencia la imagen 91, donde aparece el eje y las piezas montadas, y así poder realizar el correspondiente análisis estático, con sumatorias de fuerzas y momentos.

Imagen 91. Diagrama de cuerpo libre 3d

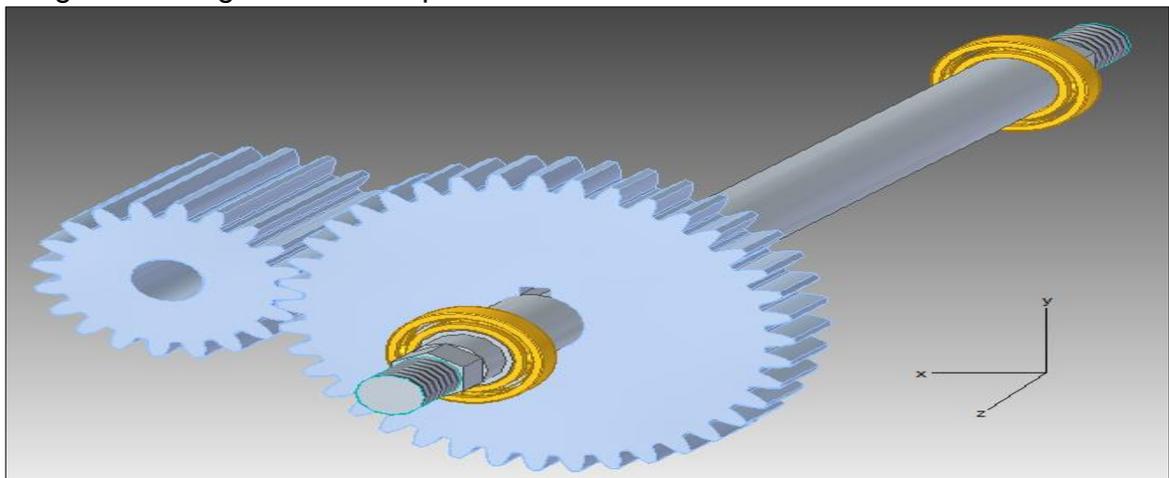
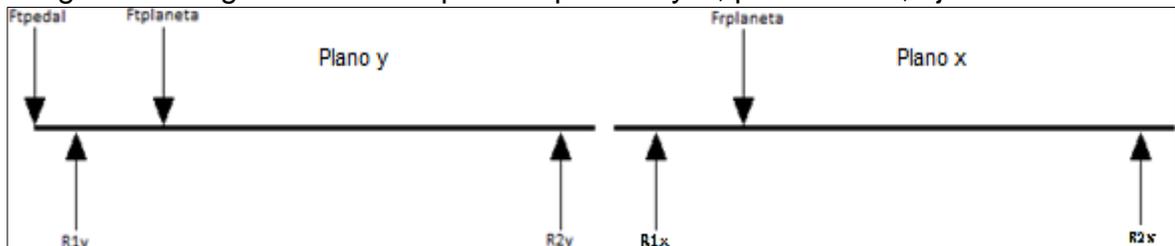


Imagen 92. Diagramas de cuerpo libre plano Y y X, primer caso, eje sólido.



La sumatoria de fuerzas y momentos en el plano y sería:

Ecuación 46. Sumatoria de fuerzas y momentos plano y, eje sólido, primer caso

$$\sum F_y = R1_y + R2_y - Ft_{pedal} - Ft_{planeta} = 0$$

$$\sum M_{R2_y} = (R1_y * d_5) - (Ft_{pedal} * d_4) - (Ft_{planeta} * d_2) = 0$$

La sumatoria de fuerzas y momentos en el plano x sería:

Ecuación 47. Sumatoria de fuerzas y momentos plano x, eje sólido, primer caso

$$\sum F_x = R1_x + R2_x - Fr_{planeta} = 0$$

$$\sum M_{R2_x} = (R1_x * d_5) - (Fr_{planeta} * d_2) = 0$$

Teniendo en cuenta las anteriores sumatorias de fuerzas y momentos, en la tabla 46 se muestran los resultados de las reacciones, que se obtienen al despejar cada reacción dependiendo del plano y sustituir cada término conocido.

Tabla 46. Resultados de reacciones eje sólido, primer caso

| | | |
|----------------------------------|-------------|---|
| Sumatoria de fuerza y | | |
| Reacción cojinete 2 (R2y) | 67,62243003 | N |
| Sumatoria de momentos cojinete 2 | | |
| Reacción cojinete 1 (R1y) | 1060,36657 | N |
| Sumatoria de fuerza x | | |
| Reacción cojinete 2 (R2x) | 34,80987962 | N |
| Sumatoria de momentos cojinete 2 | | |
| Reacción cojinete 1 (R1x) | 286,4277497 | N |

Obtenidas las reacciones se realizan los correspondientes diagramas de fuerzas cortantes mostrados en la imagen 93, que mediante los picos de las fuerzas en cada punto y la longitud entre punto y punto, se puede obtener el diagrama de momento flexionante, los cuales se muestran en la imagen 94. EL diagrama de momento flexionante nos brinda las componentes en cada plano del momento flexionante, datos necesarios para encontrar el momento flexionante absoluto en cada punto.

Imagen 93. Diagramas de fuerza cortante, eje sólido, primer caso.

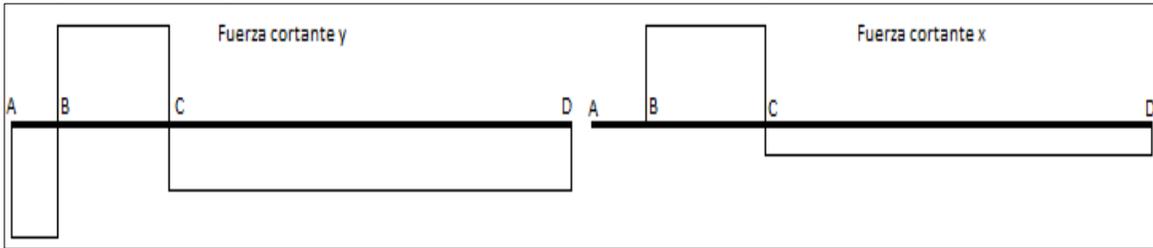


Imagen 94. Diagramas momento flexionante, eje sólido, primer caso

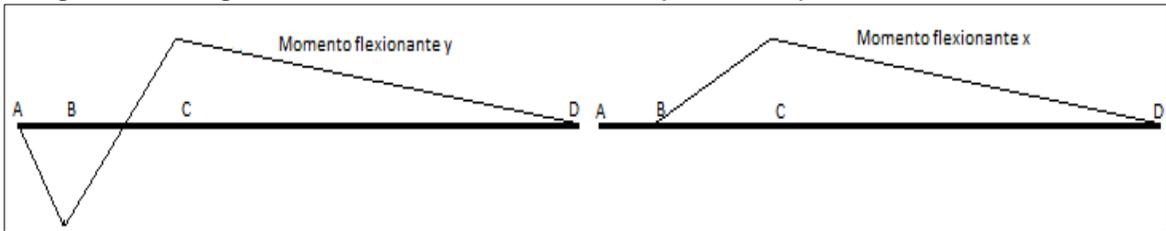


Tabla 47. Cálculos de fuerzas cortantes y momentos flexionantes, eje sólido, primer caso

| Diagrama de Fuerza cortante y | | |
|-----------------------------------|--------------|----|
| Punto a-b | -245,215 | N |
| Punto b-c | 815,15157 | N |
| punto c-d | -67,62243003 | N |
| punto d | 0 | N |
| Diagrama de Fuerza cortante x | | |
| Punto a-b | 0 | N |
| Punto b-c | 286,4277497 | N |
| Punto c-d | -34,80987962 | N |
| Punto d | 0 | N |
| Diagrama de Momento flexionante y | | |
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto max b | -8,2147025 | Nm |
| Punto max c | 17,66635985 | Nm |
| Punto d | 0 | Nm |
| Diagrama de momento flexionante x | | |
| punto a | 0 | Nm |
| punto b | 0 | Nm |
| Punto max c | 9,094081051 | Nm |
| punto d | 0 | Nm |

Teniendo en cuenta los datos de momentos flexionantes en cada punto, se aplican las ecuaciones 44 y 45 para hallar el momento flexionante absoluto y el diámetro mínimo en cada punto, estos resultados se muestran en la tabla 48.

Tabla 48. Momento flexionante absoluto y diámetro mínimo, eje sólido, primer caso.

| Momento flexionante | | |
|---------------------|-------------|----|
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto b | 8,2147025 | Nm |
| Punto c | 19,86963966 | Nm |
| Punto d | 0 | Nm |
| Diámetros | | |
| Punto a | 0,013030044 | m |
| Punto b | 0,013654877 | m |
| Punto c | 0,015558746 | m |
| Punto d | 0,013030044 | m |

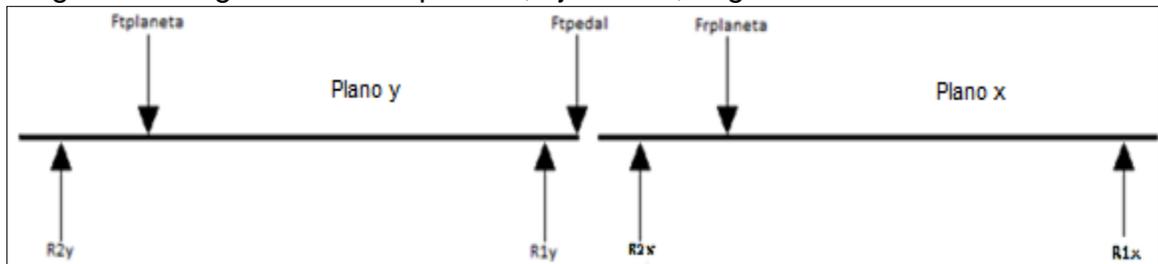
En el segundo caso de entrada de potencia al sistema, cambiaría de denominación los cojinetes, pasando el uno a ser el dos y viceversa. Así los parámetros de la potencia mecánica estarían entrando por el pedal de la derecha cambiando los parámetros, tal y como se muestra en la tabla 49.

Tabla 49. Parámetros del eje solido segundo caso.

| Engranaje planeta | | |
|--|-------------|----|
| Diámetro | 100 | mm |
| Fuerza tangencia (Ft) | 882,774 | N |
| Fuerza radial (Fr) | 321,2376293 | N |
| Distancia cojinete 1 (d1) | 0,26125 | m |
| Distancia cojinete 2 (d2) | 0,03175 | m |
| Pedal | | |
| Longitud de manivela | 0,18 | m |
| Fuerza tangencia (Ft) | 245,215 | N |
| Distancia cojinete 1 (d3) | 0,0335 | m |
| Distancia cojinete 2 (d4) | 0,3265 | m |
| Cojinetes | | |
| Distancia entre los dos cojinetes (d5) | 0,293 | m |

Obtenidos los parámetros para este caso se procede a realizar el respectivo análisis estático, el cual lo componen los diagramas de cuerpo libre, imagen 95, y las sumatorias de fuerzas y momentos, tanto en el plano x, como en el y.

Imagen 95. Diagrama de cuerpo libre, eje solido, segundo caso



La sumatoria de fuerzas y momentos en el plano y seria:

Ecuación 48. Sumatoria de fuerzas y momento eje y, eje sólido, segundo caso

$$\sum F_y = R1_y + R2_y - Ft_{pedal} - Ft_{planeta} = 0$$

$$\sum M_{R2_y} = (R1_y * d_5) - (Ft_{pedal} * d_4) - (Ft_{planeta} * d_2) = 0$$

La sumatoria de fuerzas y momentos en el plano x seria:

Ecuación 49. Sumatoria de fuerzas y momentos, eje sólido, segundo caso.

$$\sum F_x = R1_x + R2_x - Fr_{planeta} = 0$$

$$\sum M_{R2_x} = (R1_x * d_5) - (Fr_{planeta} * d_2) = 0$$

Los resultados de las sumatorias de fuerzas y momentos en el plano x y en el plano y, se muestran en la tabla 50.

Tabla 50. Resultado de reacciones, eje sólido, segundo caso

| Sumatoria de fuerza y | | |
|----------------------------------|-------------|---|
| Reacción cojinete 2 (R2y) | 759,0785154 | N |
| Sumatoria de momentos cojinete 2 | | |
| Reacción cojinete 1 (R1y) | 368,9104846 | N |
| Sumatoria de fuerza x | | |
| Reacción cojinete 2 (R2x) | 286,4277497 | N |
| Sumatoria de momentos cojinete 2 | | |
| Reacción cojinete 1 (R1x) | 34,80987962 | N |

Calculadas las reacciones en los apoyos y teniendo en cuenta las fuerzas aplicadas en cada uno de los elementos de tracción, se realizaron los diagramas de fuerzas de fuerza cortante en cada punto y en cada plano, mostrados en la imagen 96, con sus respectivos valores picos mostrados en la tabla 51. Con estos valores y la longitud entre elementos se obtienen los diagramas de momento flexionante mostrados en la imagen 97.

Imagen 96. Diagrama de fuerzas cortantes, eje sólido, segundo caso.

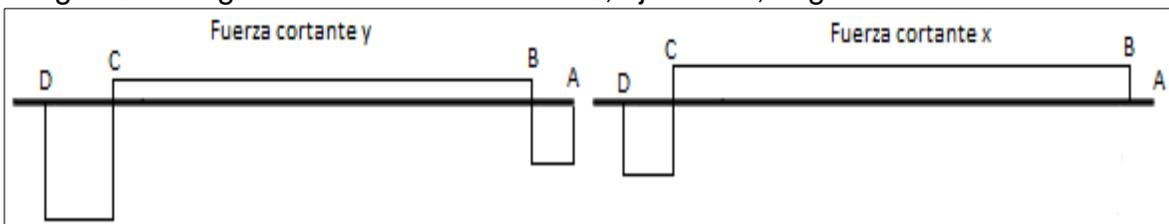


Imagen 97. Diagrama de momentos flexionantes, eje sólido, segundo caso

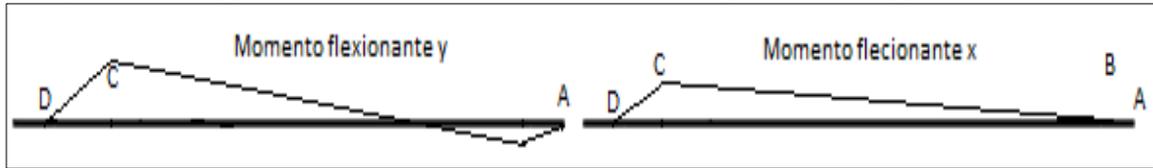


Tabla 51. Calculas de diagrama de fuerza cortante y momento flexionante

| Diagrama de Fuerza cortante y | | |
|-----------------------------------|--------------|----|
| Punto a-b | -245,215 | N |
| Punto b-c | 123,6954846 | N |
| punto c-d | -759,0785154 | N |
| punto d | 0 | N |
| Diagrama de Fuerza cortante x | | |
| Punto a-b | 0 | N |
| Punto b-c | 34,80987962 | N |
| Punto c-d | -286,4277497 | N |
| Punto d | 0 | N |
| Diagrama de Momento flexionante y | | |
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto max b | -8,2147025 | Nm |
| Punto max c | 24,10074286 | Nm |
| Punto d | 0 | Nm |
| Diagrama de momento flexionante x | | |
| punto a | 0 | Nm |
| punto b | 0 | Nm |
| Punto max c | 9,094081051 | Nm |
| punto d | 0 | Nm |

Teniendo en cuenta los datos de los diagramas de fuerzas cortante y momentos flexionantes en cada plano, se continuo con la aplicación de las ecuaciones 44 y 45 las cuales brindan los valores del momento flexionante absoluto y con este el diámetro mínimo en cada punto del este eje, estos datos calculados se muestran en la tabla 52.

Tabla 52. Datos de momento flexionante y diámetro mínimo, eje sólido, segundo caso.

| Momento flexionante | | |
|---------------------|-------------|----|
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto b | 8,2147025 | Nm |
| Punto c | 25,75942772 | Nm |
| Punto d | 0 | Nm |
| Diámetros | | |
| Punto a | 0,013030044 | m |
| Punto b | 0,013654877 | m |
| Punto c | 0,016544828 | m |
| Punto d | 0,013030044 | m |

A partir de los resultados de los dos casos expuestos, donde se analizó la entrada de potencia a través de cada una de las manivelas, se concluye que el caso dos, donde la entrada de potencia está en la manivela más alejada al epicicloidal es el más crítico, ya que el diámetro mínimo en este caso es de 16,5444 mm, en cambio en el caso uno, donde la entrada de potencia está en la manivela más cercana al epicicloidal el diámetro mínimo es de 15,55 mm, siendo mayor el esfuerzo del eje en el segundo caso.

Ya que el epicicloidal tiene dos formas de transmisión de potencia por las cuales se hace el cambio de la resistencia al movimiento del usuario, y se hizo el anterior análisis con base en la forma donde hay una transmisión por relación de engranajes, se debe realizar este mismo análisis cuando el epicicloidal gira en conjunto como una rueda de inercia. Para no extender dicho análisis de esta forma de transmisión, se tiene en cuenta lo expuesto en el anterior párrafo y se hace el análisis con base en la entrada de potencia por la manivela más alejada del epicicloidal. Así los parámetros en este caso se encuentra consignados en la tabla 53.

Tabla 53. Parámetros del eje solido tercer caso

| Engranaje planeta | | |
|-----------------------------------|-------------|----|
| Diámetro | 395 | mm |
| Fuerza tangencia (Ft) | 223,4870886 | N |
| Fuerza radial (Fr) | 0 | N |
| Distancia cojinete 1 | 0,26125 | m |
| Distancia cojinete 2 | 0,03175 | m |
| Pedal | | |
| Longitud de manivela | 0,18 | m |
| Fuerza tangencia (Ft) | 245,215 | N |
| Distancia cojinete 1 | 0,0335 | m |
| Distancia cojinete 2 | 0,3265 | m |
| Cojinetes | | |
| Distancia entre los dos cojinetes | 0,293 | m |

En la tabla 53 se puede observar que en el engranaje planeta no hay fuerza radial, lo que quiere decir que no hay una transmisión de potencia entre dientes, que es la base para que haya una fuerza en dos planos. Así este análisis solo se va a hacer en el plano y, donde las fuerzas tangenciales son aplicadas.

Con los parámetros de cada uno de los elementos, se hizo un análisis estático, en el cual se incluyó un diagrama de cuerpo libre, mostrado en la imagen 98 y una sumatoria de fuerzas y momentos, para obtener los valores de las resistencias en cada punto del eje.

Imagen 98. Diagrama de cuerpo libre, eje sólido, tercer caso



Las ecuaciones de la sumatoria de fuerzas y momento en el plano y son:

Ecuación 50. Sumatoria de fuerzas y momento eje y, eje sólido, tercer caso

$$\sum F_y = R1_y + R2_y - Ft_{pedal} - Ft_{planeta} = 0$$

$$\sum M_{R2_y} = (R1_y * d_5) - (Ft_{pedal} * d_4) - (Ft_{planeta} * d_2) = 0$$

Los resultados de las sumatoria del despeje de los términos desconocidos de los apoyos, se encuentran en la tabla 54.

Tabla 54. Resultados de las reacciones en los apoyos.

| Sumatoria de fuerza y | | |
|----------------------------------|-------------|---|
| Reacción cojinete 2 (R2y) | 171,2331037 | N |
| Sumatoria de momentos cojinete 2 | | |
| Reacción cojinete 1 (R1y) | 297,4689849 | N |

Obtenidos los resultados de las reacciones en los apoyos, se procedió a realizar el diagrama de fuerza cortante, mostrado en la imagen 99, con este y con las distancias asignadas en la tabla 53 de parámetros para este caso, se obtuvo el diagrama de momento flexionante, mostrado en la imagen 100 y sus picos en cada uno de los puntos mostrados en la tabla 55.

Imagen 99. Diagrama de fuerza cortante, eje sólido, tercer caso

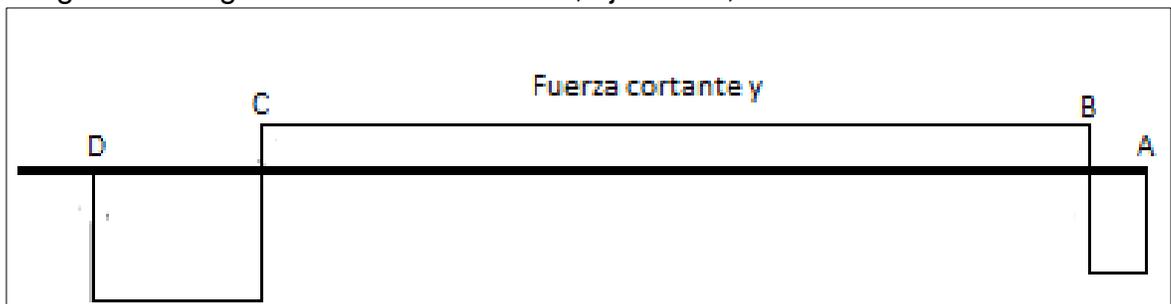


Imagen 100. Diagrama de momento flexionante, eje sólido, tercer caso

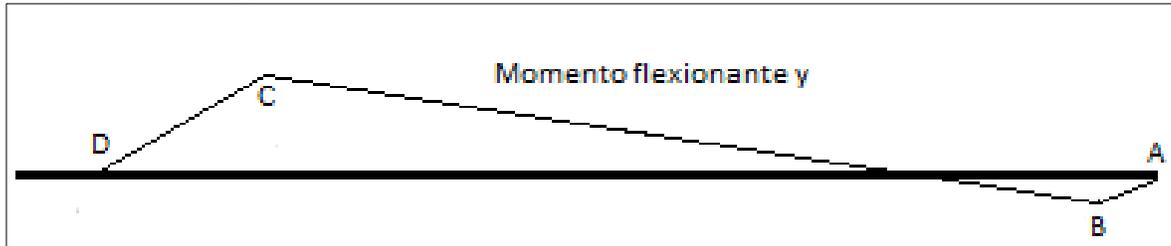


Tabla 55. Cálculos para los diagrama de fuerza cortante y momento flexionante, eje sólido, tercer caso.

| Diagrama de Fuerza cortante y | | |
|-----------------------------------|--------------|----|
| Punto a-b | -245,215 | N |
| Punto b-c | 52,25398486 | N |
| punto c-d | -171,2331037 | N |
| punto d | 0 | N |
| Diagrama de Momento flexionante y | | |
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto max b | -8,2147025 | Nm |
| Punto max c | 5,436651044 | Nm |
| Punto d | 0 | Nm |

Obtenido los datos de momento flexionante se aplica la ecuación 36 para hallar el diámetro mínimo requerido en este caso para cada uno de los puntos, y ya que no hay cargas en el plano x, el momento flexionante en el plano y es el absoluto. Estos resultados fueron consignados en la tabla 56.

Tabla 56. Diámetro mínimo, eje sólido, tercer caso.

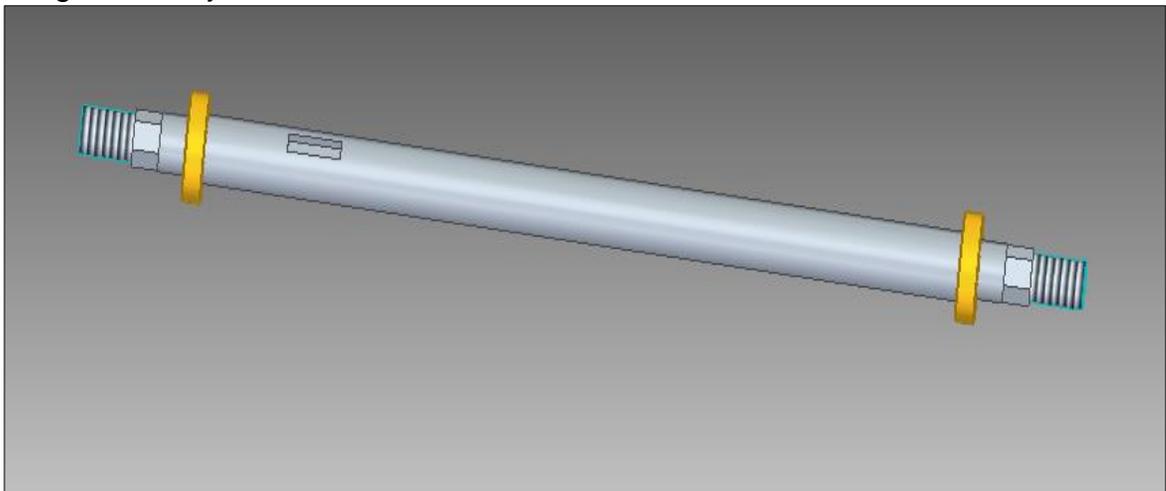
| Diámetros | | |
|-----------|-------------|---|
| Punto a | 0,013030044 | m |
| Punto b | 0,013654877 | m |
| Punto c | 0,013321872 | m |
| Punto d | 0,013030044 | m |

Del análisis anterior para los dos casos, el caso dos de relación por engranajes y el caso tres de relación por rueda de inercia, se afirma que se ejerce el mayor esfuerzo en el eje cuando el epicicloidal tiene una relación de transmisión por engranajes, debido a que el momento flexionante es mayor en el punto c donde se encuentra el engranaje planeta, tomando un valor de 25,7594 Nm, en comparación con el caso donde el epicicloidal trabaja como rueda de inercia, que en este mismo punto toma un valor de 5,43 Nm. Por lo anterior, la conclusión a la que se llega es que el diámetro del eje sólido que une las manivelas en cualquier

punto debe ser mayor al diámetro mínimo en el punto c del caso dos, o sea mayor a 16,54 mm.

Teniendo en cuenta el diámetro mínimo de este eje, se seleccionaron los dos rodamientos que van a acoplados a él, que permiten el movimiento de rotación y soportan al eje. Para esta selección además del diámetro se tuvo en cuenta las cargas que actúan sobre estos las cuales no superan los 1,5 kN. En base a esta carga y al diámetro mínimo del eje calculado, se seleccionó del catálogo de SKF un rodamiento de bolas de una sola hilera de referencia 61804, el cual tiene un diámetro interno de 20mm, una capacidad de carga dinámica de 4kN y una capacidad de carga estática de 2,5kN, como se muestra en el anexo F.

Imagen 101. Eje central 3d



Como se puede ver en la imagen 101, este eje, además de los elementos de acople y soporte, se encuentran en los extremos dos partes mecanizadas, una en forma hexagonal y una rosca. Estas partes pertenecen al montaje del pedal, el cual se compone por un agujero en forma de hexágono que se acopla con la superficie de las mismas características, y una tuerca que asegura el pedal al eje para que este no se desacople.

Los rodamientos se encuentran en la parte límite del eje, donde se monta la carcasa que cubre el mecanismo. Estos rodamientos van montados sobre la parte del eje de 20 mm, con un ajuste forzado FN2 o ajuste a presión media.

El planeta va montado sobre la parte del eje de 22 mm, y su método de sujeción a este es por medio de un chavetero y de una cuña cuadrada, la cual fue seleccionada utilizando el diámetro del eje central, a partir de la tabla 57. Luego de escoger el tamaño nominal de la cuña, se hace el dimensionamiento de ésta, utilizando las ecuaciones a, b y c mostradas en la ecuación 49, para hallar la altura

de la cuerda, profundidad del cuñero en el eje y profundidad del cuñero en el cubo. En la imagen 102 se muestra la representación gráfica de los factores de las ecuaciones.

Tabla 57. Tamaño de cuña según el diámetro del eje

| Tamaño nominal del eje | | Tamaño nominal de la cuña | | |
|------------------------|---------------|---------------------------|-----------|-------------|
| Más de | Hasta (incl.) | Ancho, W | Altura, H | |
| | | | Cuadrada | Rectangular |
| 5/16 | 7/16 | 3/32 | 3/32 | |
| 7/16 | 9/16 | 1/8 | 1/8 | 3/32 |
| 9/16 | 7/8 | 3/16 | 3/16 | 1/8 |
| 7/8 | 1 1/8 | 1/4 | 1/4 | 3/16 |
| 1 1/8 | 1 1/4 | 5/16 | 5/16 | 1/4 |
| 1 1/4 | 1 1/2 | 3/8 | 3/8 | 1/4 |
| 1 1/2 | 2 | 1/2 | 1/2 | 3/8 |
| 2 | 2 1/4 | 5/8 | 5/8 | 7/16 |
| 2 1/4 | 3 | 3/4 | 3/4 | 1/2 |
| 3 | 3 1/2 | 7/8 | 7/8 | 5/8 |
| 3 1/2 | 4 | 1 | 1 | 3/4 |
| 4 | 5 | 1 1/8 | 1 1/8 | 7/8 |
| 5 | 6 | 1 1/4 | 1 1/4 | 1 |
| 6 | 7 | 1 1/2 | 1 1/2 | 1 1/8 |
| 7 | 9 | 2 | 2 | 1 1/4 |
| 9 | 11 | 2 1/2 | 2 1/2 | 1 1/2 |
| 11 | 13 | 3 | 3 | 2 |
| 13 | 15 | 3 1/2 | 3 1/2 | 2 1/2 |
| 15 | 18 | 4 | | 3 |
| 18 | 22 | 5 | | 3 1/2 |
| 22 | 26 | 6 | | 4 |
| 26 | 30 | 7 | | 5 |

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.
Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Fuente: Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson

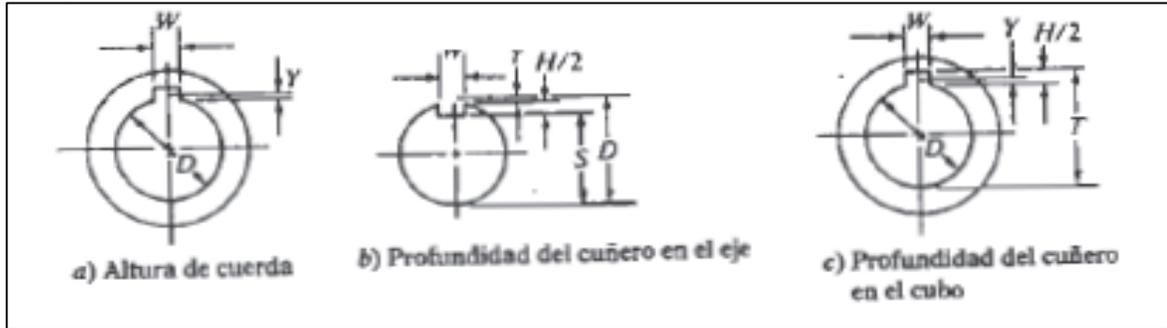
Ecuación 51. Dimensiones para una cuña

$$\begin{aligned}
 a) \quad Y &= \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \\
 b) \quad S &= \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \\
 c) \quad T &= \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C
 \end{aligned}$$

Dónde:

C = Margen + 0,0005 pulgadas para cuñas paralelas, - interferencia de 0.020 pulg para cuñas inclinadas, D = Diámetro nominal del eje, H = Altura nominal de la cuña, W = Ancho nominal de la cuña y Y = Altura de cuerda

Imagen 102. Dimensiones de la cuña

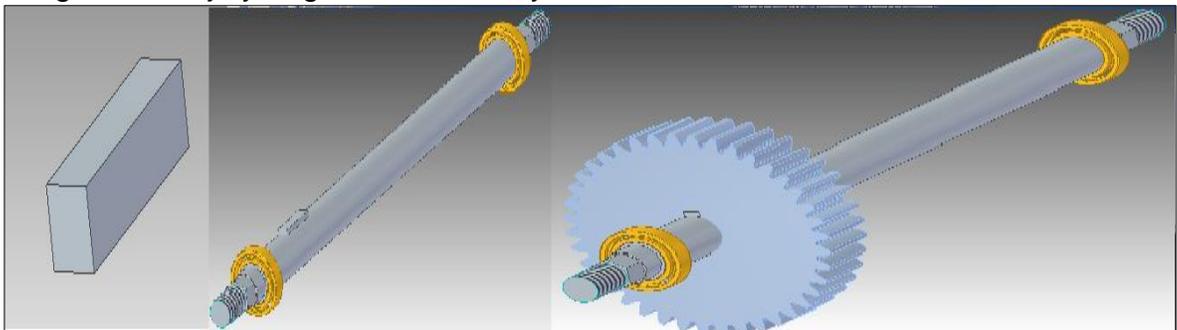


Para la parte del eje central de 22 mm, el resultado del dimensionamiento fueron los mostrados en la tabla 58. En esta tabla se muestran las medidas en milímetros para el dimensionamiento en el software como se muestra en la imagen 103, donde se observa el acople de la cuña al eje y al planeta, y en pulgadas para su utilización dentro de las formulas.

Tabla 58. Valores de dimensiones geometricas cuña

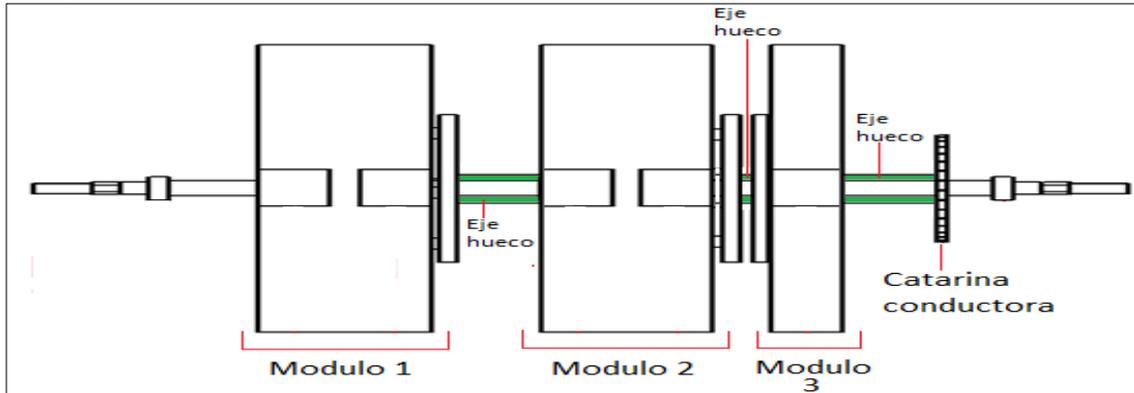
| Diámetro (0,20 m) | Milímetros | Pulgadas |
|-------------------|------------|----------|
| W | 6,35 | 0,25 |
| D | 20,00 | 0,79 |
| S | 16,31 | 0,64 |
| Y | 0,52 | 0,02 |
| H | 6,35 | 0,25 |
| T | 22,66 | 0,89 |

Imagen 103. Eje y engrane con cuña y cuñero



5.6.2 Ejes huecos entre módulos: Estos ejes son los que unen el planeta de salida de cada módulo, con el planeta de entrada del módulo siguiente, como se muestra en la imagen 104. En el último modulo este eje va a estar conectando el planeta de salida del ultimo modulo con la catarina conductora del sistema de transmisión por cadena

Imagen 104. Distribución ejes Huecos



Este eje hueco recibe la potencia que sale de la etapa uno, la cual tiene los mismos valores de torque y velocidad angular que la potencia de entrada a todo el sistema, esto debido a la reducción y la multiplicación de estas variables en el módulo uno. Lo anterior se puede observar en la tabla 59, donde se muestran los parámetros para el análisis del eje con en sus valores máximos.

Tabla 59. Parámetros de los ejes huecos

| Parámetro | Magnitud | Unidad |
|--------------------------|------------|--------|
| Torque | 44,1387967 | Nm |
| Velocidad angular | 133,80873 | Rpm |
| Distancia entre planetas | 35 | mm |

Teniendo en cuenta los valores de la potencia y la longitud entre planetas de la etapa multiplicadora de la primera etapa y la reductora de la segunda etapa, se procede a calcular el diámetro del eje. En este caso igual que en el análisis del anterior caso se observa que la longitud del eje va a ser pequeña, por lo cual los esfuerzos cortantes por flexión nos van a ser tan apreciables como los esfuerzos cortante por torsión, por consiguiente el análisis para hallar el diámetro de este eje se realiza mediante solo el termino de torsión, por esto se aplica la ecuación 52.

Ecuación 52. Esfuerzo cortante torsional maximo

$$\tau_{max} = \frac{T * r}{J}$$

Donde τ_{max} = Esfuerzo cortante torsional máximo, T = torque aplicado, r = radio de la superficie externa de eje y J = momento polar de inercia.

Esta ecuación es la ecuación para halla el esfuerzo cortante torsional de la pieza, el cual debe ser menor que el esfuerzo cortante torsional admisible del material,

para que el eje soporte el torque aplicado. El esfuerzo cortante torsional admisible se calcula con la ecuación 53. El material los ejes huecos se va a tomar igual al del eje sólido, el cual esta maquinado en un acero 1020, según esto el esfuerzo de fluencia de este material es de 352 Mpa, además un factor de seguridad de 1,1 argumentado en la poca fuerza que se le aplica y la imprecisión de algunos datos en comparación con la situación real. Con estos valores el esfuerzo por cortante admisible seria 162,72 Mpa.

Ecuación 53 Esfuerzo cortante torsional admisible

$$\tau_{ad} = \frac{\sigma_{ad} * 0,5}{FS}$$

Donde τ_{ad} = Esfuerzo por cortante torsional admisible, σ_{ad} =Esfuerzo de fluencia material y FS= factor de seguridad.

La ecuación 51 del esfuerzo cortante torsional, se puede simplificar sabiendo que el momento polar de inercia sobre el radio exterior es igual al módulo de sección polar (Z_p), con esto la ecuación del esfuerzo tomaría forma de la ecuación 54.

Ecuación 54. Esfuerzo cortante torsional máximo simplificado

$$\tau_{max} = \frac{T}{Z_p}$$

El módulo de sección polar para un disco hueco se puede hallar con la ecuación 55. Teniendo en cuenta que el torque máximo es 44,13 Nm y si se supone un diámetro interno de 25 mm y uno externo de 30 mm, el valor del esfuerzo cortante torsional max es de 16,08 Mpa. Esto supone un valor muy bajo en comparación con el cortante admisible, lo que nos indica que no es un método eficaz para saber el espesor del eje hueco, ya que este puede tomar dimensiones pequeñas sin superar el esfuerzo cortante torsional.

Ecuación 55. módulo de sección polar disco hueco

$$Z_p = \frac{\pi * (D_e^4 - D_i^4)}{16 * D_e}$$

A partir del análisis realizado, se tomó un espesor del eje hueco de 4 mm y se van acoplar a los engranes epicicloidales por medio de prisioneros, cada uno a 120 grados y con un diámetro de 5 mm, como se muestra en la imagen 105. Además de los epicicloidales, la catarina en el último eje hueco también va acoplada mediante los mismos prisioneros.

Imagen 105. Eje hueco mecanismo de cambios

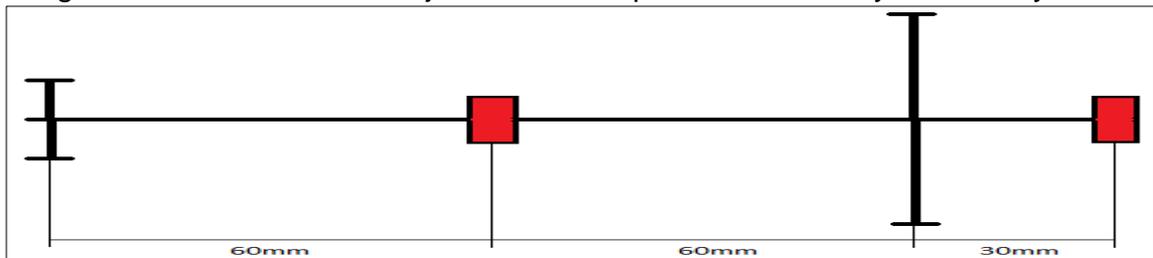


Al termino de los ejes huecos, luego del acople de la Catarina por medio de prisioneros, se ubicó un rodamiento que soportará el peso y las cargas que se presentan a lo largo de estos ejes. Por lo anterior, se escogió del catálogo de la empresa skf un rodamiento de referencia 61806 de 30 mm de diámetro interno, 42 de diámetro externo y un ancho de 7 mm, mostrada en el anexo F.

5.6.3 Eje solido piñon-cadena y engranajes multiplicadores. Este eje se encargara de unir el piñón más pequeño del mecanismo de cadena y el engrane del mecanismo de multiplicación por engranajes. Esto quiere decir que este eje debe llevar el acople de estos dos, desde una diámetro pequeño hasta uno mucho más grande, para esto se utilizó la configuración mostrada en la imagen 105, donde hay un rodamiento entre los dos elementos y otro en el extremo del eje después del engrane.

Para iniciar el análisis, se va a suponer que el ancho de los rodamientos es de 7mm, ya que el ancho de la catarina y el engrane ya están calculados. Debido a lo anterior las distancias entre los centros de cada uno de los elementos son los mostrados en la imagen 106, y en la tabla 60 se muestran los parámetros geométricos a tener en cuenta.

Imagen 106. Distribución de eje solido entre piñón conducido y rueda mayor

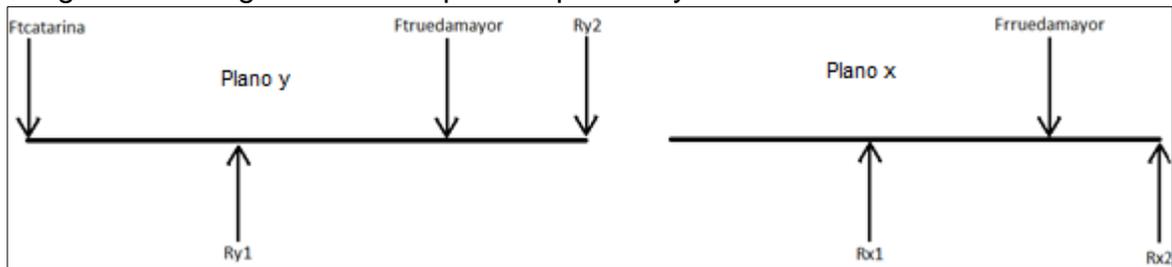


Se realizó un diagrama de cuerpo libre mostrado en la imagen 107 en cada uno de los ejes en los cuales se aplican las fuerzas, Teniendo en cuenta esto se realiza un sumatoria de fuerzas y momento para determinar el valor de las reacciones.

Tabla 60. Parámetros eje solido entre piñón conducido y rueda mayor

| Catarina conducida | | |
|-------------------------------------|---------|----|
| Diámetro | 103,897 | mm |
| Fuerza tangencia (Ft) | 424,824 | N |
| Distancia a cojinete 1 (d1) | 0,06 | m |
| Distancia a cojinete 2 (d2) | 0,13 | m |
| Distancia a rueda mayor (d3) | 103,897 | |
| Rueda mayor | | |
| Diámetro | 180 | mm |
| Fuerza tangencia (Ft) | 89,231 | N |
| Fuerza radial (Fr) | 245,211 | N |
| Distancia a cojinete 1 (d4) | 0,045 | m |
| Distancia a cojinete 2 (d5) | 0,045 | m |
| Distancia a catarina conducida (d6) | 180 | m |
| Cojinetes | | |
| Distancia entre cojinetes (d7) | 0,09 | m |

Imagen 107. Diagrama de cuerpo libre plano X y Y



La suma de fuerzas y momentos en el plano Y seria:

Ecuación 56. Sumatoria de fuerzas y momentos, plano Y, eje solido piñón/cadena

$$\sum F_y = Ry_1 - Ft_{catarina} - Ft_{ruedamayor} - Ry_2 = 0$$

$$\sum My_{R2} = (Ft_{catarina} * d_2) - (Ry_1 * d_7) + (Ft_{ruedamayor} * d_5)$$

La suma de fuerzas y momentos en el plano X seria:

Ecuación 57. Sumatoria de fuerzas y momento, plano X, eje solido piñón cadena

$$\sum F_x = Rx_1 + Rx_2 - Fr_{ruedamayor}$$

$$\sum Mx_{R2} = -(Rx_1 * d_7) + (Fr_{ruedamayor} * d_5)$$

Despejando las reacciones en cada una de las ecuaciones, se calcularon los valores de las cuatros reacciones en los apoyos, mostrados en la tabla 61.

Tabla 61. Valores de las reacciones en los apoyos, eje solido entre catarina conducida y rueda mayor

| Sumatoria de fuerzas x | | |
|----------------------------|-------------|---|
| Reacción cojinete 2x (Rx2) | 66,2053 | N |
| Sumatoria de fuerzas y | | |
| Reacción cojinete 2y (Ry2) | 736,2409 | N |
| Sumatoria de momentos en y | | |
| Reacción cojinete 1y (Ry1) | 44,61562982 | N |
| Sumatoria de momentos en x | | |
| Reacción cojinete 1x (Rx1) | 44,61562982 | N |

Calculadas las reacciones, se trazaron los diagrama de fuerza cortante, imagen 108, y momento flexionante, imagen 109, en los dos planos, con el objetivo de obtener un momento flexionante absoluto y calcular el diámetro mínimo del eje en los diferentes puntos.

Imagen 108. Diagrama de fuerza cortante, eje solido entre catarina conducida y rueda mayor

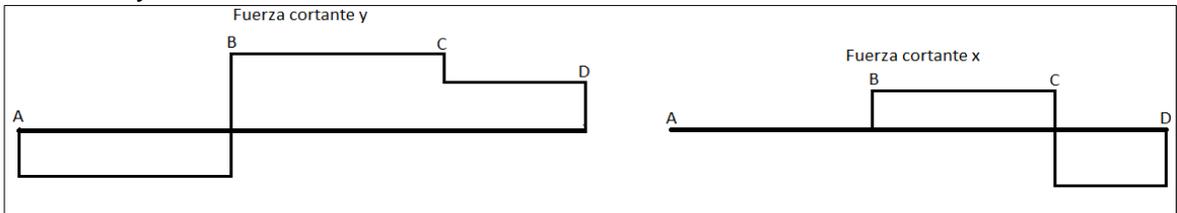
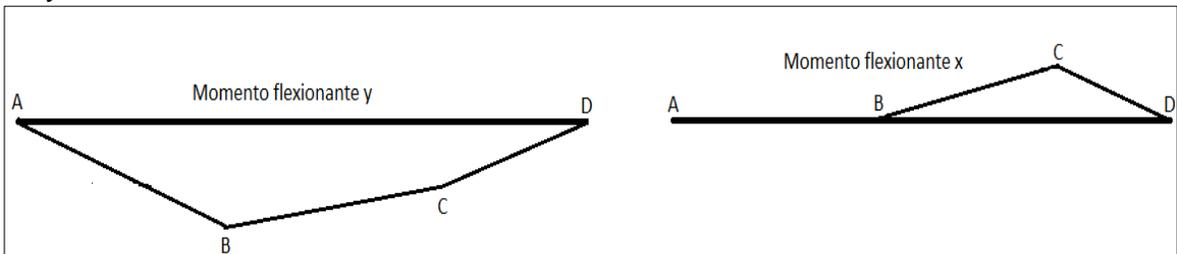


Imagen 109. Momento flexionante, eje solido entre catarina conducida y rueda mayor



Para los diagramas anteriormente mostrados, se tabularon los valores de los picos en cada uno de los puntos donde se encuentra un elemento o una reacción, estos valores son mostrados en la tabla 62.

Tabla 62. Valores de los diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.

| Diagrama de fuerza cortante y | | |
|-----------------------------------|----------|----|
| Punto a-b | -424,824 | N |
| Punto b-c | 311,416 | N |
| Punto c-d | 66,205 | |
| Punto d | 0 | |
| Diagrama de fuerza cortante x | | |
| Punto a-b | 0 | N |
| Punto b-c | 44,615 | N |
| Punto c-d | -44,615 | |
| Punto d | 0 | |
| Diagrama de momento flexionante y | | |
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto b | -16,992 | Nm |
| Punto c | -2,979 | Nm |
| Punto d | 0 | |
| Diagrama de momento flexionante x | | |
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto b | 0 | Nm |
| Punto c | 2,007 | Nm |
| Punto d | 0 | |

Con los valores obtenido de los diagrama en cada punto, se realizaron los respectivos calculas del momento absoluto y el diámetro exterior mínimo, aplicando las ecuaciones 44 y 45. Los valores de estos cálculos se muestran en la tabla 63.

Tabla 63. Valores de momento flexionante absoluto y diámetro mínimo exterior, eje solido entre catarina conducida y rueda mayor.

| Momento flexionante | | |
|---------------------|--------|----|
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto b | 25,489 | Nm |
| Punto c | 7,501 | Nm |
| Punto d | 0 | |
| Diámetro exterior | | |
| Punto a | 0,0103 | m |
| Punto b | 0,0159 | m |
| Punto c | 0,0116 | m |
| Punto d | 0,0103 | m |

El punto b es donde va montado un rodamiento y el cual debe soportar las mayores cargas, ya que es un punto intermedio entre dos elementos de carga, y por eso tiene el mayor diámetro entre los cuatro puntos, como se muestra en la tabla 63

Para seleccionar el rodamiento en este punto, se tuvo en cuenta que las cargas no superan 1 kN, el diámetro mínimo calculado y el espesor de 7 mm, como se supuso al principio del análisis. Por lo anterior se seleccionó del catálogo de SKF un rodamiento de bolas rígido de referencia 61903, el cual tiene un diámetro interior de 17 mm, una capacidad de carga dinámica de 4,6 kN y una capacidad de carga estática de 2,6 kN, como se puede ver en el anexo F, valores mucho mayores a los aplicados en este punto. Debido a esto para el punto d, donde se encuentra el otro rodamiento del eje, también se seleccionó un rodamiento de las mismas características.

Los rodamientos van a ser instalados con un ajuste FN2 o ajuste de presión medio, para que no haya deslizamiento entre el aro interior y el eje, para esto se requiere una tolerancia k4 en el eje. Para el anillo exterior del rodamiento, el agujero de la carcasa debe tener una tolerancia H7, el cual tiene baja interferencia, pero es una tolerancia para cargas pequeñas, con un ajuste FN1, o ajuste de presión ligera.

La Catarina conducida y el engrane estarán acoplados al eje mediante cuñas cuadradas paralelas, del mismo tamaño que las escogidas para el engranaje del eje central del mecanismo de cambios.

5.6.4 Eje sólido volante de inercia, Este eje se encarga de conectar el engrane conducido del sistema de multiplicación y el volante de inercia. Recibe la velocidad angular multiplicada de la relación de engranajes del mecanismo de multiplicación. El torque a utilizar en el análisis será de 4,92 Nm, el cual corresponde al torque máximo de salida del mecanismo de multiplicación entre los cuatro cambios.

La distribución de los elementos y apoyos del eje se muestra en la imagen 110, donde hay un apoyo entre el engrane conducido y el volante de inercia, y otro entre el volante de inercia y el acople al generador. Se partirá del supuesto que hay un acople directo entre el eje y el volante, dejando a un lado el trabajo de la rueda libre, esto quiere decir que el eje es sólido y no se divide para el acople del volante a esto, con el fin de que el análisis sea más concreto. Esto significaría un aumento del torque de trabajo del eje de salida, puesto que la energía de salida del volante es menor a la de entrada. En el caso de que las medidas diametrales del eje sean menores a las del acople al generador, se realizaría un análisis individual de cada parte del eje.

Los parámetros de trabajo de este eje están consignados en la tabla 64, donde en el engrane se encuentra una fuerza radial y una tangencial, y en el volante solo una fuerza tangencial.

Tabla 64. Parámetros del eje del volante

| Parámetro | Magnitud | Unidad |
|--|-------------|--------|
| Engrane conducido | | |
| Diámetro | 40 | Mm |
| Fuerza tangencia (Ft) | 246 | N |
| Fuerza radial (Fr) | 89,51833289 | N |
| Distancia cojinete 1 (d1) | 0,1085 | m |
| Distancia cojinete 2 (d2) | 0,2555 | M |
| Volante de inercia | | |
| Diámetro | 420 | Mm |
| Fuerza radial (Fr) | 0 | |
| Fuerza tangencia (Ft) | 23,4286 | N |
| Distancia cojinete 1 (d3) | 0,0735 | M |
| Distancia cojinete 2 (d4) | 0,0735 | M |
| Cojinetes | | |
| Distancia entre los dos cojinetes (d5) | 0,147 | M |

Teniendo en cuenta los anteriores parámetros y la imagen 111, donde se muestra el eje con sus elemento y un sistema de coordenadas que permitirá saber la dirección de cada una de las fuerzas, se plantea los diagramas de cuerpo libre, mostrados en la imagen 112, para cada uno de los ejes coordenados, teniendo en cuenta que las acciones de las fuerzas se realizan en X y en Y.

Imagen 110. Distribución eje solido entre rueda menor y volante de inercia

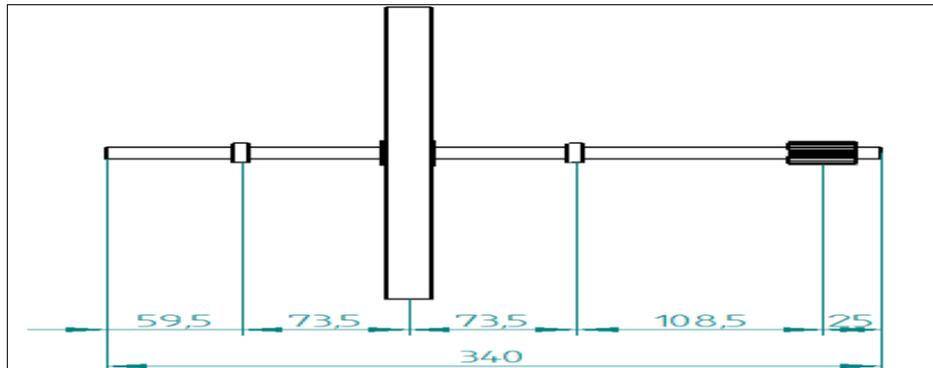


Imagen 111. Diagrama de cuerpo libre 3d, eje de volante

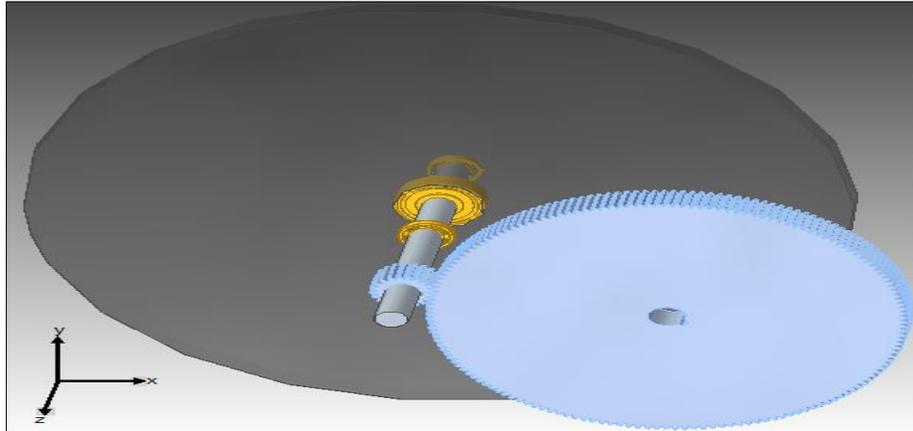
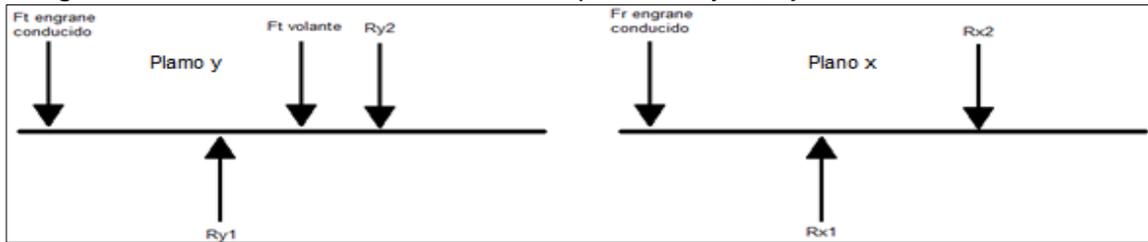


Imagen 112. Sumatoria de fuerza en los planos Y y X, eje del volante



La sumatoria de fuerzas y momentos en el plano y, seria:

Ecuación 58. Sumatoria de fuerzas y momentos, plano Y, eje solido volante

$$\sum F_y = Ry_1 - Ry_2 - Ft_{engrane\ conducido} - Ft_{volante} = 0$$

$$\sum My_{Ry2} = (d_2 * Ft_{engrane\ conducido}) + (d_4 * Ft_{volante}) - (d_5 * Ry_1) = 0$$

La sumatoria de fuerzas y momentos en el plano x, seria:

Ecuación 59. Sumatoria de fuerzas y momentos, plano X, eje solido volante

$$\sum F_x = Rx_1 - Rx_2 - Fr_{engrane\ conducido} = 0$$

$$\sum My_{Rx2} = (d_2 * Fr_{engrane\ conducido}) - (d_5 * Rx_1) = 0$$

Teniendo en cuenta las anteriores sumatorias de fuerzas y momentos, en la tabla 65 se muestran los resultados de las reacciones, que se obtienen al despejar cada reacción dependiendo del plano y sustituir cada término conocido.

Tabla 65. Sumatorias de fuerzas y momentos

| Sumatoria de fuerzas y | | |
|----------------------------------|-------------|---|
| Reacción cojinete 2 (Ry2) | 169,8571 | N |
| Sumatoria de momentos cojinete 2 | | |
| Reacción cojinete 1 (Ry1) | 439,2857 | N |
| Sumatoria de fuerzas x | | |
| Reacción cojinete 2 (Rx2) | 66,07305523 | N |
| Sumatoria de momentos cojinete 2 | | |
| Reacción cojinete 1 (Rx1) | 155,5913881 | N |

Calculadas las reacciones se realizan los correspondientes diagramas de fuerzas cortantes mostrados en la imagen 113, que mediante los picos de las fuerzas en cada punto y la longitud entre punto y punto, se puede obtener el diagrama de momento flexionante, los cuales se muestran en la imagen 114, y sus valores fueron tabulados en la tabla 66. EL diagrama de momento flexionante nos brinda las componentes en cada plano del momento flexionante, datos necesarios para encontrar el momento flexionante absoluto en cada punto.

Tabla 66. Esfuerzos cortantes y momentos flexionantes

| Diagrama de esfuerzo cortante y | | |
|-----------------------------------|--------------|----|
| Punto a-b | -246,0000 | N |
| Punto b-c | 193,2857 | N |
| punto c-d | 169,8571429 | N |
| punto d | 0 | N |
| Diagrama de esfuerzo cortante x | | |
| Punto a-b | -89,51833289 | N |
| Punto b-c | 66,07305523 | N |
| Punto c-d | 66,07305523 | N |
| Punto d | 0 | N |
| Diagrama de Momento flexionante y | | |
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto max b | -26,691 | Nm |
| Punto max c | -12,4845 | Nm |
| Punto d | 0 | Nm |
| Diagrama de momento flexionante x | | |
| punto a | 0 | Nm |
| Punto max b | -9,712739119 | Nm |
| Punto max c | -4,856369559 | Nm |
| punto d | 0 | Nm |

Imagen 113. Diagramas de fuerzas cortantes, planos X y Y, eje de volante

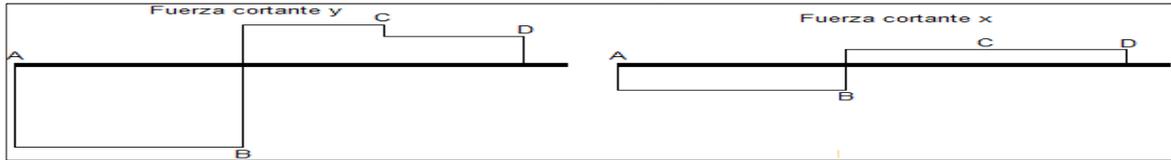
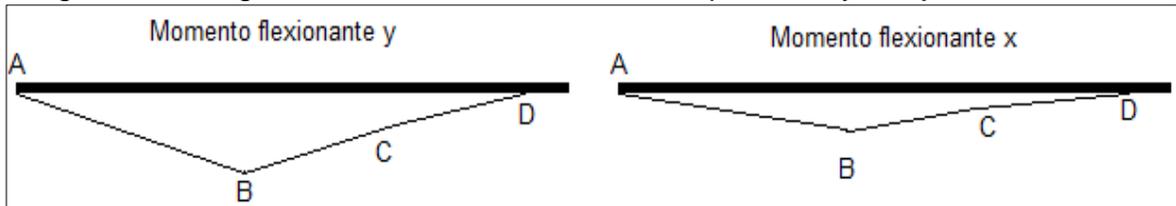


Imagen 114. Diagramas de momento flexionante, planos X y Y, eje de volante



Con los valores de los diagramas de momento flexionante en x y y, se puede calcular el momento flexionante absoluto en cada uno de los puntos con la ecuación 42, y con la ecuación 43 se puede calcular el diámetro mínimo del eje en cada punto. Con esto se tabularon los resultados para cada uno de las variables mencionadas en la tabla 67.

Tabla 67. Momentos flexionante y diametro eje volante de inercia

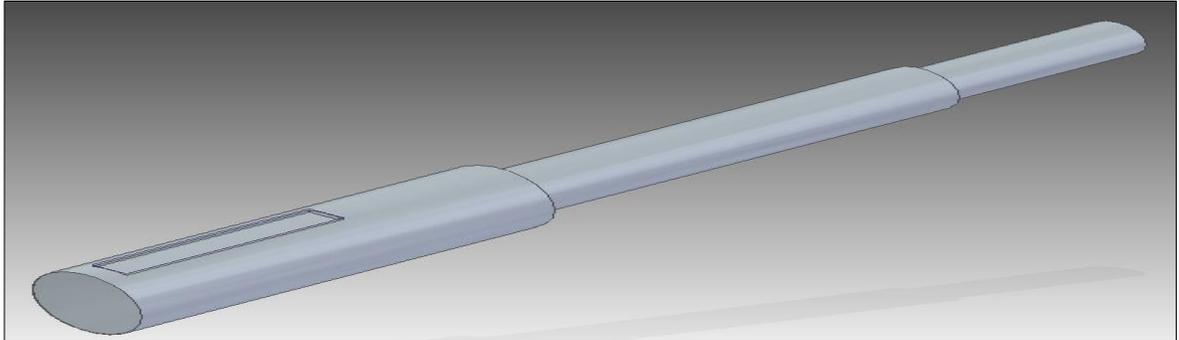
| Momento flexionante | | |
|---------------------|-------------|----|
| Punto a | 0 | Nm |
| Punto b | 28,40328823 | Nm |
| Punto c | 13,39578537 | Nm |
| Punto d | 0 | Nm |
| Diámetros | | |
| Punto a | 0,010460956 | m |
| Punto b | 0,016515993 | m |
| Punto c | 0,013299505 | m |
| Punto d | 0,010460956 | m |

Con el análisis anterior, se puede observar que el lugar donde el eje sufre más esfuerzo a causa de las fuerzas es en el punto b, el cual debe tener más de 16,51 mm y es donde se ubica el rodamiento intermedio entre el engrane conducido y el volante. Teniendo en cuenta esto y las demás dimensiones en cada punto, se modeló el eje, como se ve en la imagen 115.

Se tuvo en cuenta que, aunque el análisis se realizó como un eje sólido para facilitar su desarrollo, en realidad el eje va dividido en dos partes. La primera parte es la que conecta el engrane pequeño del mecanismo multiplicador con la rueda libre y la segunda parte es la conexión entre el volante de inercia y la rueda libre con el acople al generador.

En engrane conducido se ubicara en la parte del primer eje más pequeña con un diámetro de 13 mm, el primer rodamiento se ubicaran en la porción del eje de 17 mm y el volante con su rueda libre en la parte del eje de 20 mm de diámetro.

Imagen 115. Eje de volante de inercia en 3d

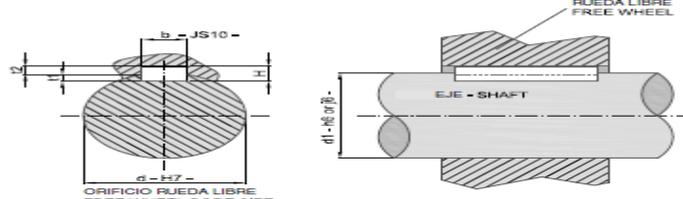


Con lo anterior, la selección del rodamiento se hizo a partir de su diámetro, con el cual se escogió del catálogo de SKF un rodamiento de diámetro interno de 17 mm, con una carga dinámica de 4,62 kN, una carga estática de 2,55 kN y un espesor de 7 mm; se puede encontrar en el catálogo con la referencia 61903, como se muestra en el anexo F.

Los dos rodamientos van a ser instalados con un ajuste FN2 o ajuste de presión medio, para que no haya deslizamiento entre el aro interior y el eje, para esto se requiere una tolerancia k4 en el eje. Para el anillo exterior del rodamiento, el agujero de la carcasa debe tener una toleración H7, el cual tiene baja interferencia, pero es una tolerancia para cargas pequeñas, con un ajuste FN1, o ajuste de presión ligera.

El engrane conducido va a utilizar la misma cuña de los epicicloidales, cuyo dimensionamiento se encuentra consignado en la tabla “”. La rueda libre del volante de inercia trabaja con una cuña especial, la cual va a depender del diámetro interno del elemento como se puede ver en la tabla 68. Según esta, la chaveta que se utilizaría sería cuadrada paralela de 4 mm de altura. En el catálogo de la empresa NBS se recomienda utilizar para el orificio de la rueda libre una tolerancia H7 y en el eje un toleración h6 o j6.

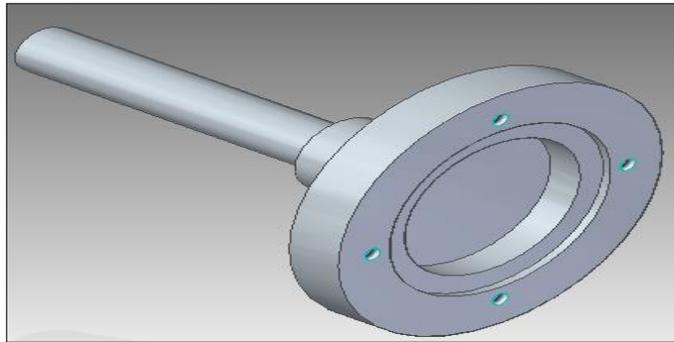
Tabla 68. Dimensiones de la cuña para la rueda libre



| d [H7] [mm] | ENSAMBLADO CON LENGUETA - COUPLING WITH KEYWAY | | | | | | | | Tolerancia del eje Shaft tolerance |
|----------------|--|-----------|------------|------------|----------------|-----------|------------|------------|---------------------------------------|
| | DIN 6885.1 | | | | DIN 6885.3 | | | | |
| | b JS10 [mm] | h [mm] | t1 [mm] | t2 [mm] | b JS10 [mm] | h [mm] | t1 [mm] | t2 [mm] | |
| > 6-8 | 2 ± 0.020 | 2 | 1.2 + 0.1 | 1 + 0.3 | - | - | - | - | h6 or j6 |
| > 8-10 | 3 ± 0.020 | 3 | 1.8 + 0.1 | 1.4 + 0.3 | - | - | - | - | |
| > 10-12 | 4 ± 0.024 | 4 | 2.5 + 0.1 | 1.8 + 0.3 | - | - | - | - | |
| > 12-17 | 5 ± 0.024 | 5 | 3 + 0.1 | 2.3 + 0.3 | 5 ± 0.024 | 3 | 1.9 + 0.1 | 1.2 + 0.3 | |
| > 17-22 | 6 ± 0.024 | 6 | 3.5 + 0.1 | 2.8 + 0.3 | 6 ± 0.024 | 4 | 2.5 + 0.1 | 1.6 + 0.3 | |
| > 22-30 | 8 ± 0.029 | 7 | 4 + 0.2 | 3.3 + 0.4 | 8 ± 0.029 | 5 | 3.1 + 0.1 | 2 + 0.3 | |
| > 30-38 | 10 ± 0.029 | 8 | 5 + 0.2 | 3.3 + 0.4 | 10 ± 0.029 | 6 | 3.7 + 0.2 | 2.4 + 0.3 | |
| > 38-44 | 12 ± 0.035 | 8 | 5 + 0.2 | 3.3 + 0.4 | 12 ± 0.035 | 6 | 3.9 + 0.2 | 2.2 + 0.3 | |
| > 44-50 | 14 ± 0.035 | 9 | 5.5 + 0.2 | 3.8 + 0.4 | 14 ± 0.035 | 6 | 4 + 0.2 | 2.1 + 0.3 | |
| > 50-58 | 16 ± 0.035 | 10 | 6 + 0.2 | 4.3 + 0.4 | 16 ± 0.035 | 7 | 4.7 + 0.2 | 2.4 + 0.3 | |
| > 58-65 | 18 ± 0.035 | 11 | 7 + 0.2 | 4.4 + 0.4 | 18 ± 0.035 | 7 | 4.8 + 0.2 | 2.3 + 0.3 | |
| > 65-75 | 20 ± 0.042 | 12 | 7.5 + 0.2 | 4.9 + 0.4 | 20 ± 0.042 | 8 | 5.4 + 0.2 | 2.7 + 0.3 | |
| > 75-85 | 22 ± 0.042 | 14 | 9 + 0.2 | 5.4 + 0.4 | 22 ± 0.042 | 9 | 6 + 0.2 | 3.1 + 0.4 | |
| > 85-95 | 25 ± 0.042 | 14 | 9 + 0.2 | 5.4 + 0.4 | 25 ± 0.042 | 9 | 6.2 + 0.2 | 2.9 + 0.4 | |
| > 95-110 | 28 ± 0.042 | 16 | 10 + 0.2 | 6.4 + 0.4 | 28 ± 0.042 | 10 | 6.9 + 0.2 | 3.2 + 0.4 | |
| > 110-130 | 32 ± 0.050 | 18 | 11 + 0.3 | 7.4 + 0.4 | 32 ± 0.050 | 11 | 7.6 + 0.2 | 3.5 + 0.4 | |
| > 130-150 | 36 ± 0.050 | 20 | 12 + 0.3 | 8.4 + 0.4 | 36 ± 0.050 | 12 | 8.3 + 0.2 | 3.8 + 0.4 | |

El segundo eje, que va desde el volante de inercia hasta el generador, posee, en el extremo del volante, una protrusión en forma de brida, maquina con el eje, la cual tiene la función de acoplar la rueda libre y el volante, con el generador, como se muestra en la imagen 116.

Imagen 116. Eje entre el volante y el generador



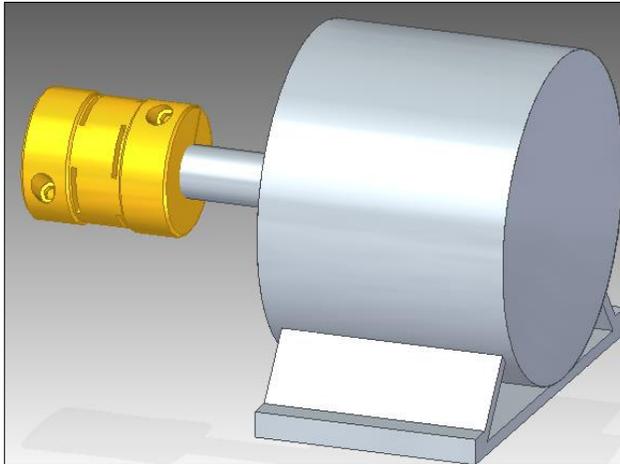
Los agujeros que acoplan el eje al generador son M5 pasantes y la forma interna de esta tipo de brida va montada acorde con la forma cilíndrica de la rueda libre, montada dentro del volante.

Para acoplar este eje al generador se seleccionó un acople que permita la transmisión de potencia entre el eje de salida del volante y el eje del generador. Para este fin se utilizó un acople flexible de mordaza o de araña, el cual por medio de dos cajas con dientes y una elemento flexible, permite la transmisión de un eje a otro, con la ventaja de proporcionarles elasticidad, por medio del elemento blando que absorbe los movimientos y esfuerzos bruscos presentes en los ejes. Este tipo de acople es utilizado para ejes de alta velocidad, como el encontrado a

la entrada del generador, que puede llegar hasta las 3600 revoluciones por minuto.

Teniendo en cuenta lo anterior, y sabiendo que esta parte del eje es de 20 mm, se escogieron del catálogo de skf los tres elementos que hacen parte del acople flexible de mordaza, dos cajas de referencia PHE L075-20MMP, las cuales no poseen chavetas, un diámetro máximo de 24 mm y van ajustadas mediante un tornillo M6 encontrado en la parte exterior del acople, como se muestra en la imagen 117, y un elemento flexible de referencia PHE L075NR, fabricado en nitrilo y con una velocidad máxima admisible de 11000 rpm, rango que contiene la máxima velocidad conseguida a la entrada del generador. Las fichas técnicas de las dos piezas se encuentran consignadas en el anexo H.

Imagen 117. Acople de mordaza y generador



6. ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se realizara el análisis por elementos finitos de los elementos que soportan las cargas más grandes en el sistema y que pueden llegar a tener un deflexión o presiones altas en lugares críticos de falla. Entre los elementos que se analizaron se encuentra la carcasa del mecanismo de cambios, la cual soporta el peso de los módulos de epicicloidales y los elementos adicionales. El segundo elemento de análisis es el eje del mecanismo de cambios, el cual es el soporte directo de los elementos que pertenecen a este, mediante rodamientos dentro de dos agujeros en la carcasa. El tercer elemento es el marco de las dos máquinas en el cual están soportadas la mayoría de cargas que se encuentran en el sistema. Este análisis es de cargas estáticas, por lo cual solo se tendrán en cuenta los pesos de cada uno de los elementos que perteneces a los mecanismos analizados.

Para hallar el peso de los elementos se utilizó la ecuación 60, con la cual mediante el peso específico del material, que para el acero es de 76930 N/m^3 , y las dimensiones geométricas de cada uno para hallas el volumen, se obtiene el peso de cada cuerpo.

Ecuación 60. Peso de un cuerpo

$$W = \gamma * V$$

Donde W = peso (N), V = volumen (m^3) y γ = Peso específico N/m^3 .

El análisis por elementos finitos se realizara por medio del complemento proporcionado por el programa Solid Edge ST8, con el cual se puede realizar un análisis por elementos finitos, que se acomoda perfectamente a las necesidades básicas.

6.1 CARCASA MECANISMO DE CAMBIOS

En este caso se van a tener en cuenta elementos como los módulos de epicicloidales con sus protasatelites, el embrague de cada módulo, el freno de cada módulo, los ejes huecos y el eje solido central. En la tabla 69 se encuentran consignados los datos de los resultados para cada uno de los elementos antes mencionados. Estos cálculos son aproximados, debido a que no se hicieron exactamente con la geometría de cada elemento, sino se trasladaron hasta figuras parecidas pero con geometrías definidas, como cuadrado, triangulo o círculos.

Las fuerzas realizadas por los módulos de epicicloidales y por los ejes, están aplicadas a la carcasa sobre la ubicación de los rodamientos. Este mecanismo se

compone de tres rodamientos, dos conectados al eje central y uno conectado al final de los ejes huecos de los módulos de epicicloidales.

Tabla 69. Peso de elementos de mecanismo de cambios

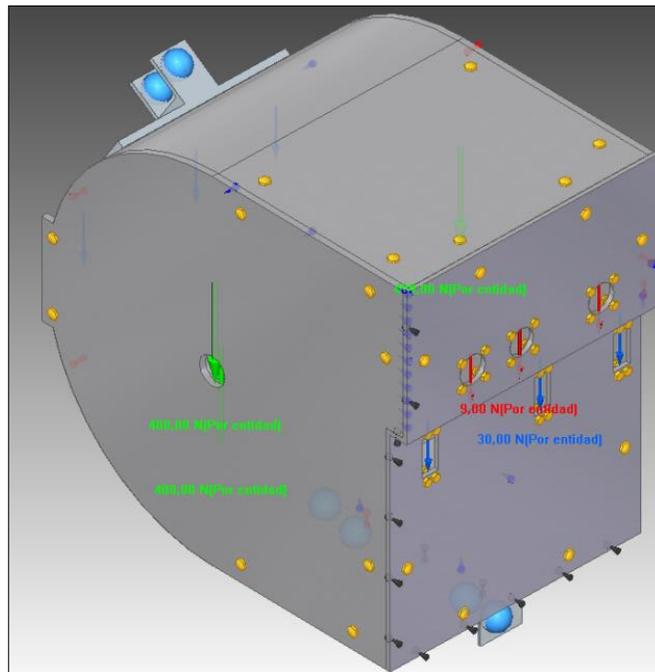
| ELEMENTOS | Ancho (m) | Largo (m) | Alto (m) | Diámetro (m) | Cantidad d | Volumen (m ³) | Peso específico (N/m ³) | Peso (N) | Peso (kg) |
|---------------------------------|-----------|-----------|----------|--------------|------------|---------------------------|-------------------------------------|----------|-----------|
| Módulos de epicicloidales 1 y 2 | | | | | | | | | |
| Planeta | 0,025 | - | - | 0,08 | 2 | 0,000251 | 76930 | 19,335 | 1,973 |
| Satélites | 0,06 | - | - | 0,027 | 4 | 0,000137 | 76930 | 10,571 | 1,079 |
| Corona | 0,06 | - | - | 0,18 | 1 | 0,001527 | 76930 | 117,458 | 11,985 |
| Portasatelite | 0,006 | | | 0,094 | 1 | 0,000042 | 76930 | 3,203 | 0,327 |
| Rodamientos | - | - | - | - | 4 | - | - | 0,627 | 0,064 |
| TOTAL | | | | | | | | 151,194 | 15,380 |
| Módulo de epicicloidal 3 | | | | | | | | | |
| Planeta | 0,025 | - | - | 0,08 | 2 | 0,00025 | 76930 | 19,3346 | 1,9729 |
| Satélites | 0,025 | - | - | 0,027 | 4 | 0,00006 | 76930 | 4,4047 | 0,4495 |
| Corona | 0,025 | - | - | 0,18 | 1 | 0,00064 | 76930 | 48,9408 | 4,9940 |
| Portasatelite | 0,006 | | | 0,094 | 1 | 0,00004 | 76930 | 3,2033 | 0,3269 |
| Rodamientos | - | - | - | - | 4 | - | - | 0,6272 | 0,0640 |
| TOTAL | | | | | | | | 76,5105 | 7,7592 |
| Ejes | | | | | | | | | |
| Eje solido | 0,378 | - | - | 0,02 | 1 | 0,000119 | 76930 | 9,1356 | 0,9322 |
| Eje hueco 1 | 0,085 | - | - | 0,008 | 1 | 0,000004 | 76930 | 0,3287 | 0,0335 |
| Eje hueco 2 | 0,081 | - | - | 0,008 | 1 | 0,000004 | 76930 | 0,3132 | 0,0320 |
| Eje hueco 3 | 0,045 | - | - | 0,008 | 1 | 0,000002 | 76930 | 0,1740 | 0,0178 |
| TOTAL | | | | | | | | 9,9515 | 1,0155 |
| Embrague | | | | | | | | | |
| Placa base | 0,003 | - | - | 0,224 | 1 | 0,000118 | 76930 | 9,095 | 0,928 |
| Cilindro hueco | 0,023 | - | - | 0,008 | 1 | 0,000001 | 76930 | 0,089 | 0,009 |
| Placa de rodamiento | 0,007 | 0,075 | 0,2 | - | 2 | 0,000105 | 76930 | 8,078 | 0,824 |
| Rodamiento | - | - | - | - | 1 | - | - | 1,490 | 0,152 |
| Cilindro de accionamiento | 0,05 | 0,02 | 0,07 | - | 2 | 0,000140 | 76930 | 10,770 | 1,099 |
| TOTAL | | | | | | | | 29,521 | 3,012 |
| Freno | | | | | | | | | |
| Base de apoyo | 0,053 | 0,06 | 0,005 | - | 1 | 0,00002 | 76930 | 1,223 | 0,125 |
| Zapata | 0,153 | 0,06 | 0,005 | - | 1 | 0,00005 | 76930 | 3,531 | 0,360 |
| Cilindro | 0,035 | 0,035 | 0,023 | - | 1 | 0,00003 | 76930 | 2,168 | 0,221 |
| Palanca | 0,196 | 0,02 | 0,005 | - | 1 | 0,00002 | 76930 | 1,508 | 0,154 |
| TOTAL | | | | | | | | 8,430 | 0,860 |

El embrague y el freno vienen montados en las tapas frontal y trasera de la carcasa, por lo cual la fuerza aplicada es individual y aplicada en los montajes de cada uno, en los tres módulos. Así a lo largo de estas tapas, como fuerzas puntuales en cada uno de los alojamientos del embrague y el freno, la carga aplicada sería de 29,52N y 8,43N respectivamente, como se puede ver en la imagen 117. Estas van a ser distribuidas con la misma magnitud sobre los agujeros que acoplan estos elementos a la carcasa.

La sumatoria del peso de los tres epicicloidales con sus portasatelites y los ejes, es de 388,85 N o 39,67 kg. Teniendo en cuenta este cálculo, se tomará como fuerza puntual en cada uno de los apoyos de los rodamientos anteriormente mencionados, una fuerza de magnitud 400N, mostradas en la imagen 118.

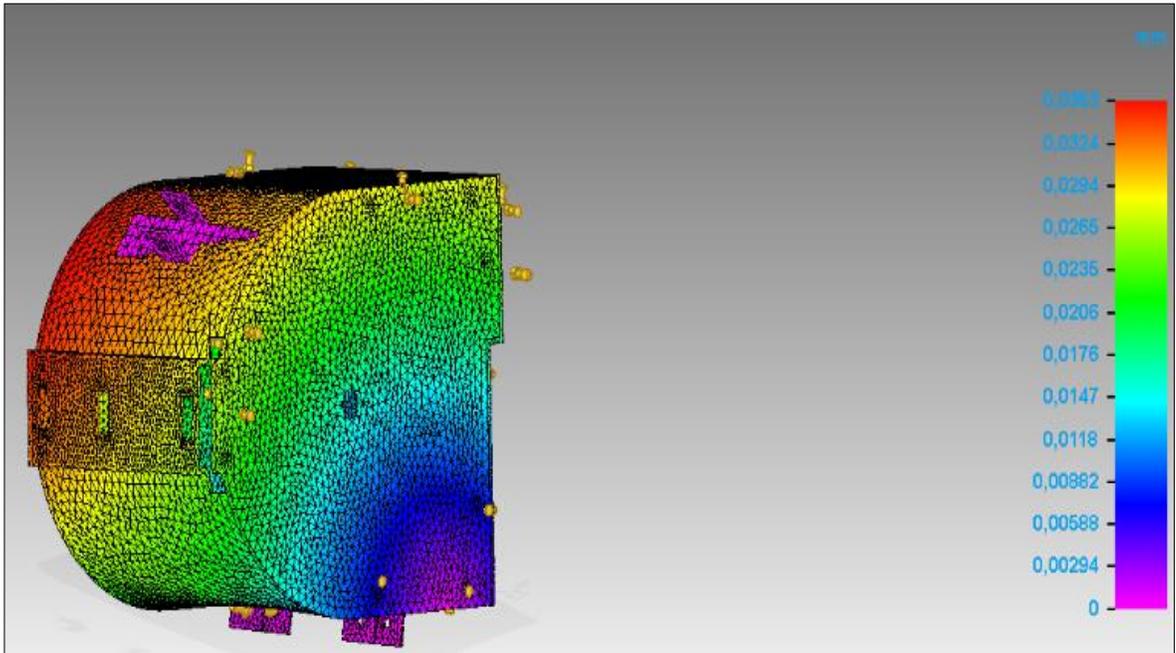
Esta carcasa, según la máquina, puede tener hasta tres apoyos totalmente rígidos, que la unen al marco de la bicicleta y la estática. Dos se encuentran en la parte inferior de esta, y en el caso de la bicicleta estática hay un apoyo adicional en la parte superior delantera.

Imagen 118. Cargas y apoyos carcass mecanismo de cambios



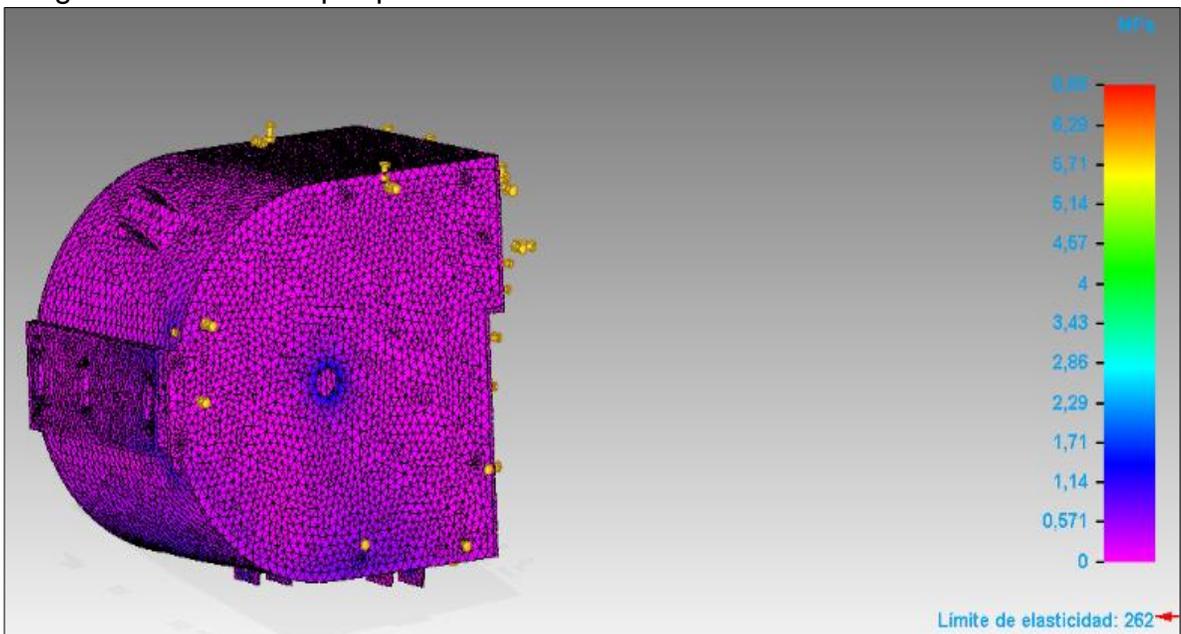
En la imagen 119 se analiza el desplazamiento de la carcasa por peso debido a sus componentes, restringiendo los soportes y con un enmallado de 10mm, donde el desplazamiento máximo es de 0,0353mm, magnitud óptima para su funcionamiento.

Imagen 119. Desplazamiento por peso carcasa



En la imagen 120 se analiza el esfuerzo generado por los componentes soportados por la carcasa del mecanismo de cambios, con un enmallado de 10mm, el esfuerzo máximo generado es de 6,86 Mpa, el cual se hace optimo ya que no sobrepasa el límite de elasticidad de 262 Mpa y no se presenta deformación plástica, con un factor de seguridad de 38,1.

Imagen 120. Esfuerzo por peso carcasa



6.2 EJE DE MECANISMO DE CAMBIOS

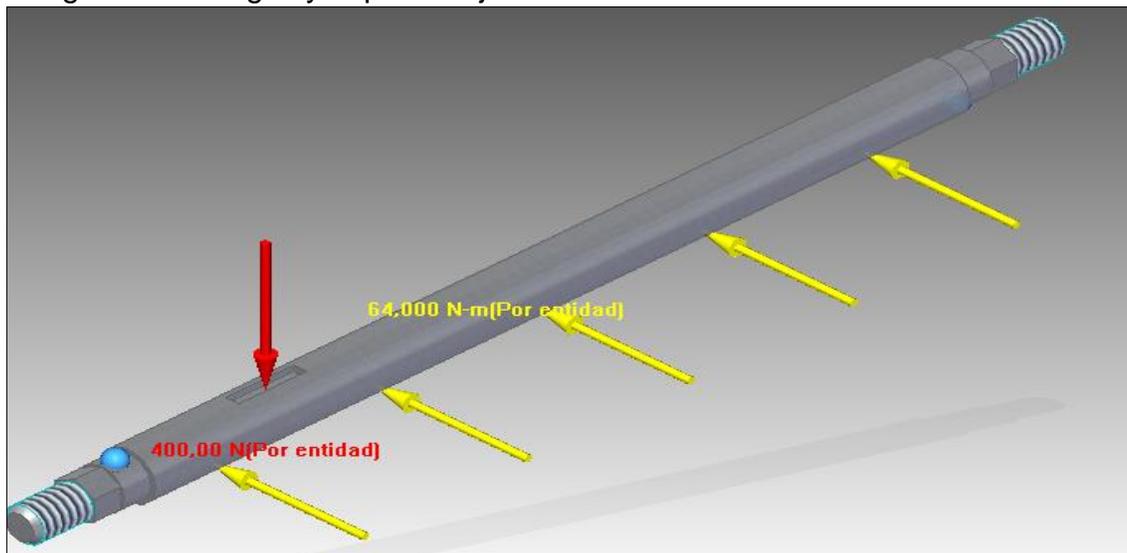
Este eje soporta las fuerzas que se producen al realizar el ejercicio, pero además resiste las cargas estáticas presentes, debido al peso de los elementos, al no moverse el sistema de la máquina. Ya que este eje pertenece al sistema de cambios, los elementos que soporta son los encontrados en la tabla 69, de los cuales solo los ejes huecos y los módulos de epicicloidales generan este esfuerzo estático.

La carga aplicada sobre este eje se realiza a través del acople que hay con el planeta del primer módulo y su cuña, como se muestra en la imagen 121. Por lo anterior se toma esta carga como puntual y su magnitud es la suma de los elementos que van soportados en ella. Así que la fuerza puntual que soportara sería de 388,85N o 400N.

También soportara una fuerza de torsión generada por el movimiento circular de los pedales, de magnitud 64 Nm. Esta se distribuye con la misma magnitud sobre el eje, como se muestra en la imagen 121.

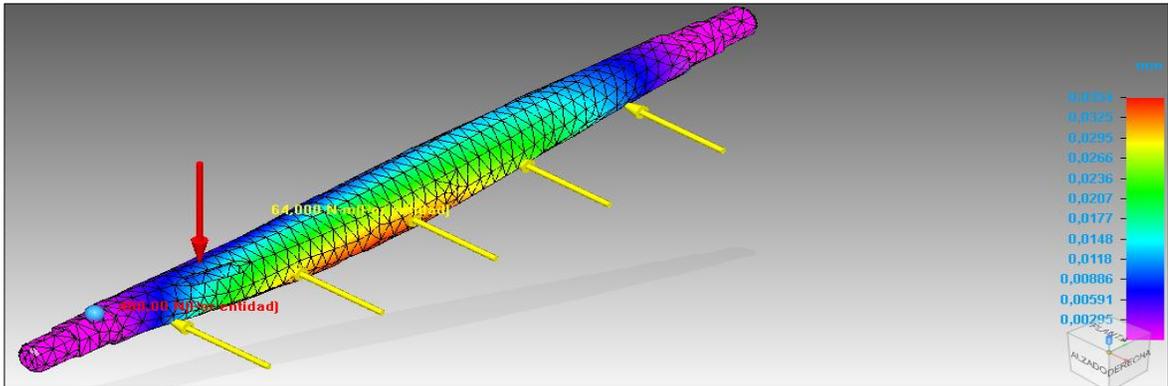
Los soportes de este eje se hallan en su extremo, donde se ubican los rodamientos. Aunque estos no son totalmente rígidos, en el análisis se van a tomar de esta forma, ya que no realizan ningún desplazamiento axial, radial o tangencial y solo permiten al eje realizar un movimiento rotacional.

Imagen 121. Cargas y soportes eje central mecanismo de cambios



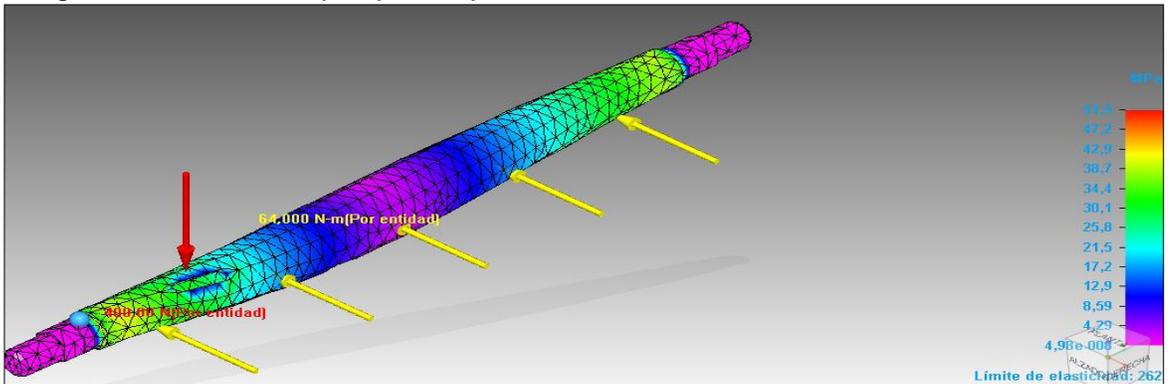
En la imagen 122 se hace el análisis del desplazamiento del eje central sólido del mecanismo de cambios, con un enmallado de 6 mm, donde el desplazamiento máximo es de 0,0354mm, óptimo por su bajo valor.

Imagen 122. Desplazamiento por peso eje central mecanismo de cambios



En la imagen 123 se analiza el eje central del mecanismo de cambios, con un enmallado de 6mm, para saber el máximo esfuerzo soportado por este, el cual tiene un máximo de 51,5 Mpa, muy por debajo del límite de elasticidad de 262 Mpa, lo cual lo hace óptimo, y un factor de seguridad de 5,08.

Imagen 123. Esfuerzo por peso eje central mecanismo de cambios



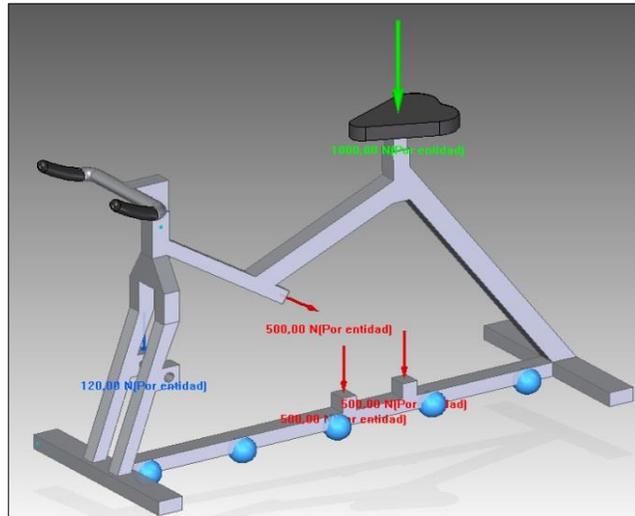
6.3 MARCO DE BICICLETA ESTÁTICA Y ELIPTICA

Esta estructura va a soportar las cargas realizadas por todos los mecanismos que hacen parte del sistema, ya sean estáticas o dinámicas. Hay tres cargas sobre las maquinas que son importantes a la hora de realizar el análisis FEM. La primera de ella es la carga por el peso del mecanismo de cambios. La segunda es la carga hallada en los soportes del volante de inercia. La tercera carga, es la de mayor valor, con una magnitud de 110 Kg o aproximadamente 1000N y se encuentra aplicada en el sillín, en el caso de la bicicleta estática o en las barras rígidas, en el caso de la elíptica. Para los dos casos la base de soporte se rigidizo y es el único apoyo de estas.

En el caso de la bicicleta estática, el peso del mecanismo de cambios se realiza a través de tres apoyos, donde la fuerza será de 500N, equivalente al peso de todo

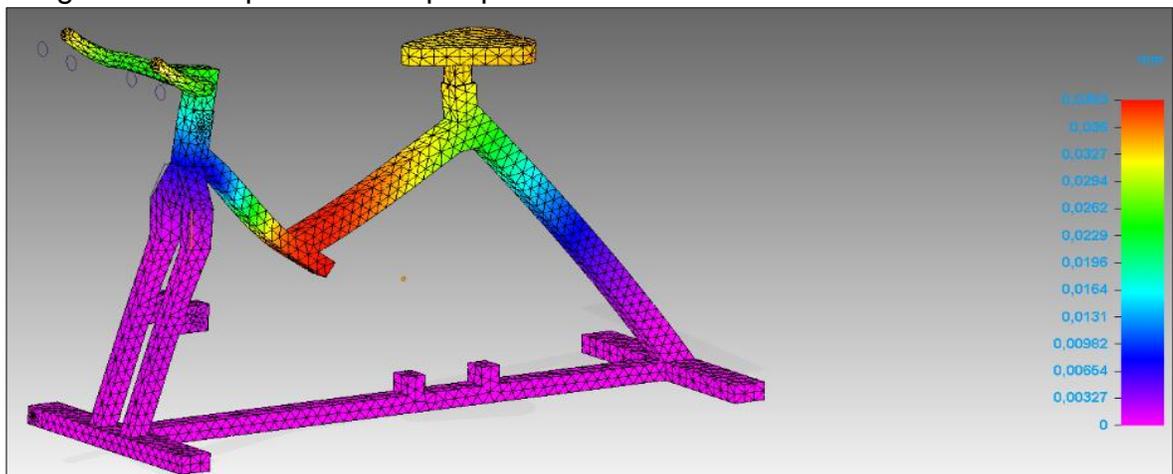
el mecanismo. La carga realizada por el volante se repartió entre los dos apoyos de este y cada uno con un valor de 150N, o sea 300N en total, como se muestra en la imagen 124.

Imagen 124. Cargas soportadas por marco bicicleta estática



En la imagen 125 se hace el análisis del desplazamiento por peso de la bicicleta estática, con un enmallado 25mm. El desplazamiento máximo del marco de la bicicleta es de 0,0393mm, valor muy bajo para que haya deformación o una posible falla.

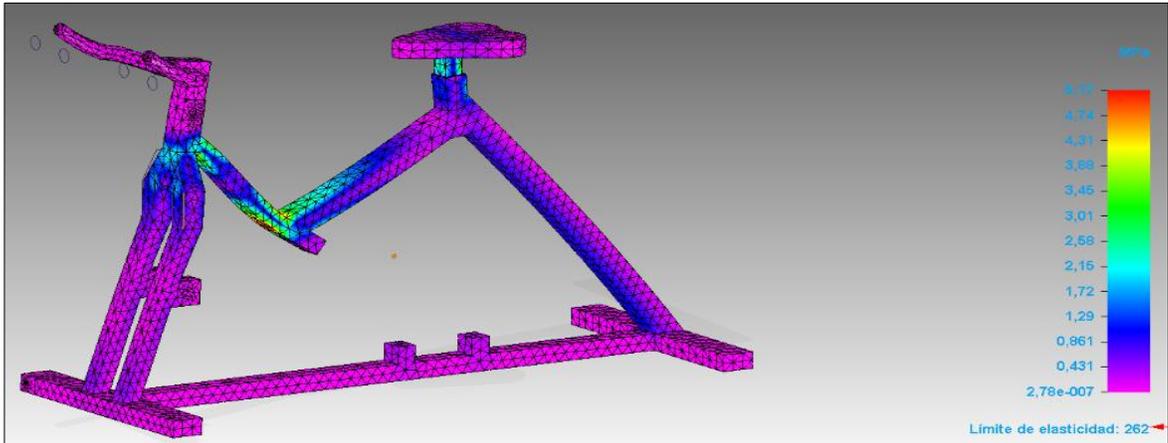
Imagen 125. Desplazamiento por peso de la bicicleta estática.



En la imagen 126, se puede observar el análisis de esfuerzo por peso de la bicicleta estática, con un enmallado de 25mm. Este análisis corrobora la apreciación hecha anteriormente, en la cual se afirma que el marco de la estática

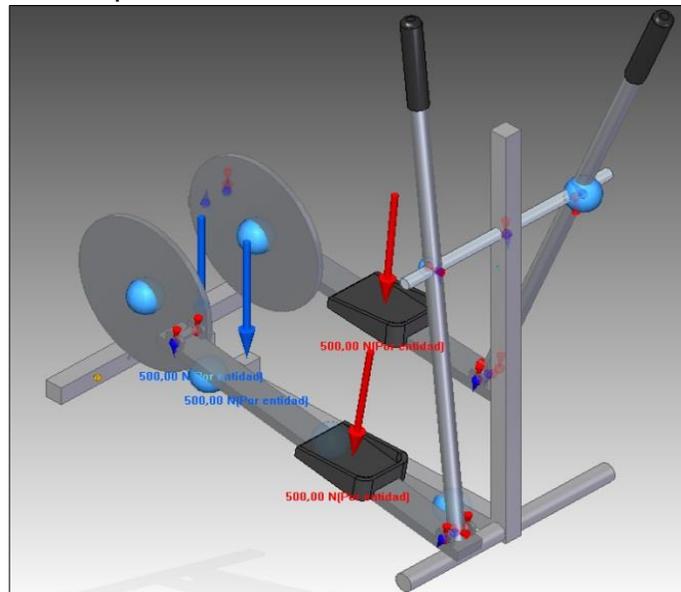
no sufrirá deformaciones plásticas, ya que el esfuerzo máximo es de 5,17 Mpa, muy por debajo del límite de elasticidad que es de 262 Mpa y su factor de seguridad es de 50,67.

Imagen 126. Esfuerzo por peso de la bicicleta estática.



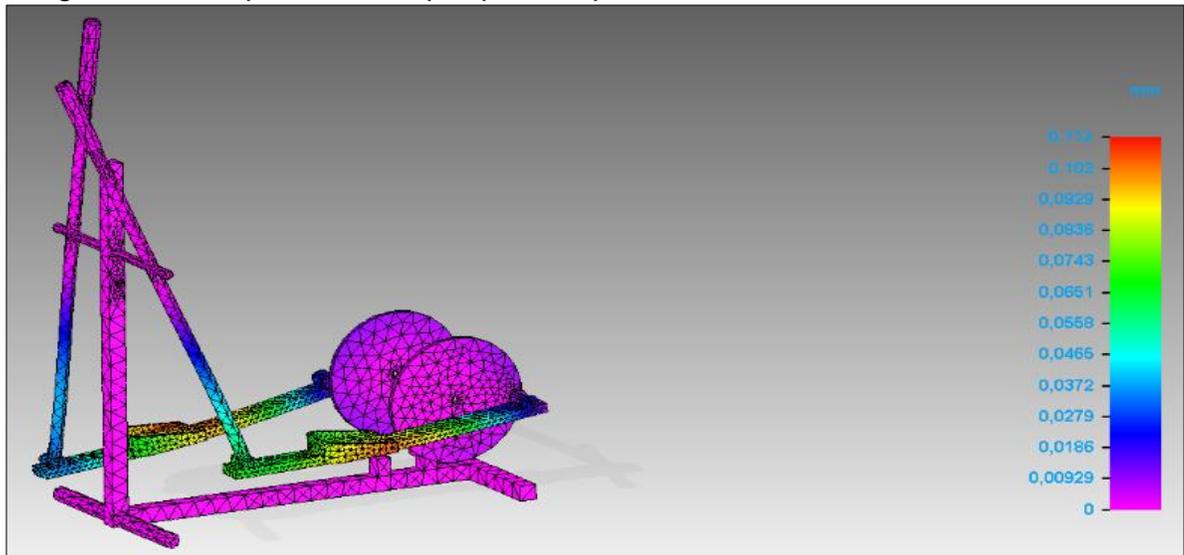
En el caso de la elíptica, el soporte del peso del mecanismo de cambios se realiza a través de dos apoyos, encontrados en la base de la máquina. El peso del volante no se va a tener en cuenta, ya que su soporte no se encuentra conectado directamente con el marco de la elíptica. Sobre la estructura de la elíptica se encuentran unos puntos restringidos, los cuales ayudan a analizar el comportamiento del peso del usuario, como se muestra en la imagen 127.

Imagen 127. Cargas soportadas por el marco de la elíptica



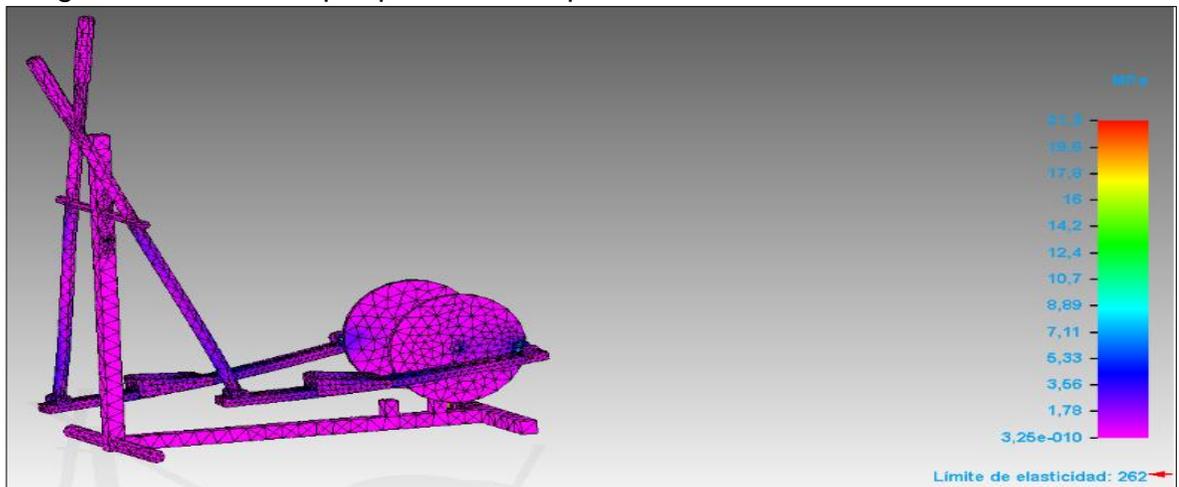
En la imagen 128 se observa el análisis del desplazamiento por peso en la elíptica, con un enmallado de 32mm. Se puede notar que el máximo desplazamiento es de 0,112mm, grande en comparación al tamaño, pero justificado debido a que se está recibiendo directamente una carga de 1000N, máxima carga recomendada para la maquina proporcionada por el usuario.

Imagen 128. Desplazamiento por peso elíptica.



En la imagen 129 se puede observar el análisis por esfuerzo debido al peso, con un enmallado de 32mm. Según el análisis, el esfuerzo máximo es de 21,3 Mpa, muy por debajo del límite elástico de 262 Mpa, con un factor de seguridad de 12,3, además que este esfuerzo máximo no se ve reflejado en ningún sector de la elíptica, por consiguiente se concluye que el marco no tendrá ningún tipo de deformación plástica que puede generar una falla.

Imagen 129. Esfuerzo por peso en la elíptica.



7. MANUALES DEL SISTEMA

7.1 MANUAL DE OPERACIÓN

En el manual de operación del sistema de conversión de energía se describen los pasos y procedimientos que se debe llevar a cabo para el aprovechamiento óptimo del sistema, y garantizar así su perfecto funcionamiento. El manual debe ser leído previamente al uso de cualquiera de las dos máquinas por el usuario, para no hacer mal uso de estas.

PASOS PARA LA OPERACIÓN DEL SISTEMA

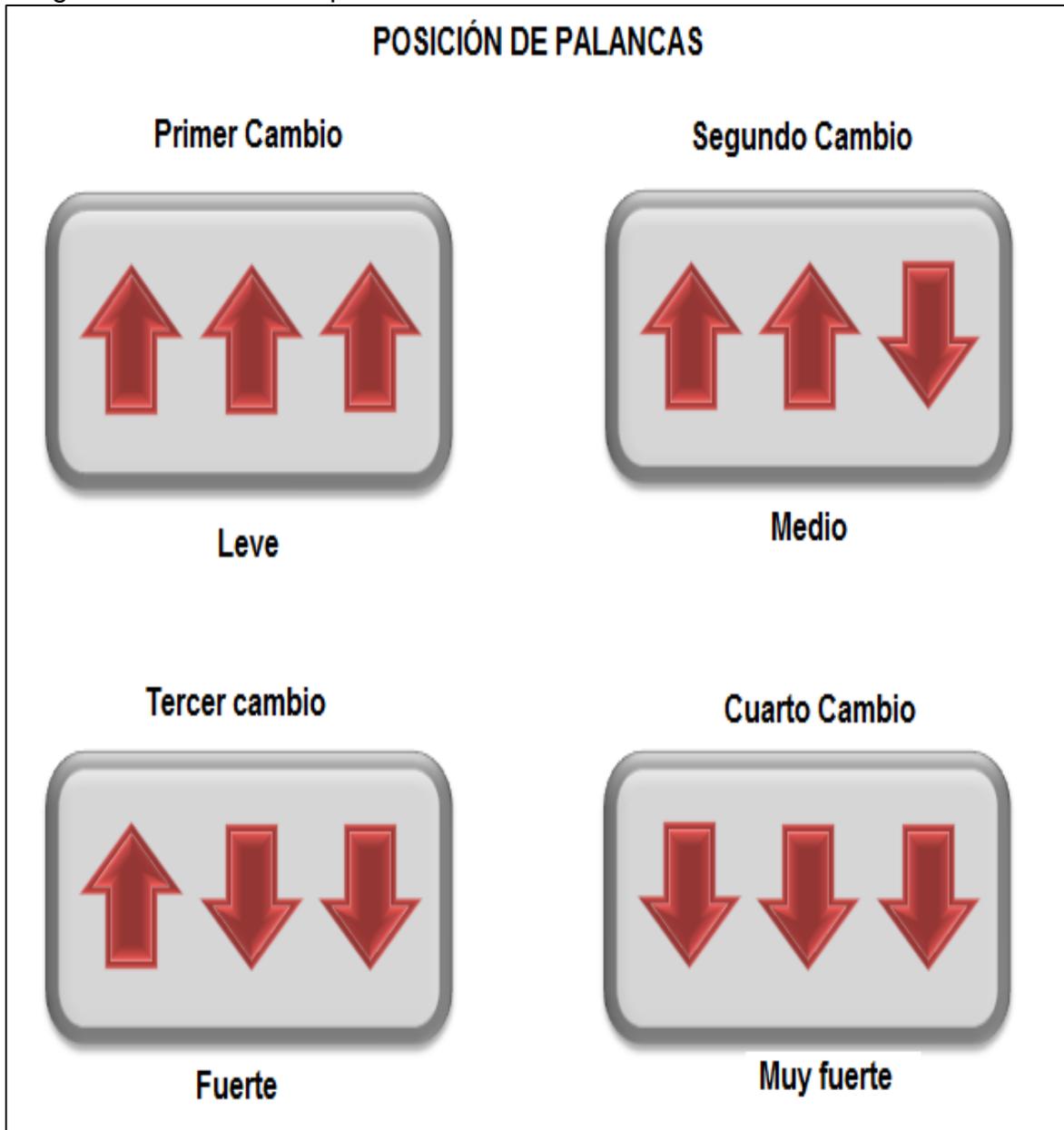
A continuación se muestran los pasos para la operación de las máquinas.

- Antes de usar la máquina, revisar que esta se encuentre en condiciones adecuadas para desarrollar el ejercicio, en relación a que las carcasas de cada sistema este ajustadas correctamente, que no falte ningún elemento propio de cada sistema, como por ejemplo la cadena del sistema de transmisión de potencia, las conexiones eléctricas del sistema eléctrico o cualquier elemento que se pueda reconocer a simple vista, y, además, que estén ajustados o conectados apropiadamente. Si se observa cualquier imperfecto en cuanto al cualquier elemento, no usar la máquina y comunicarse con un operario experto para su arreglo o solución.
- Antes de iniciar el ejercicio, verificar en qué nivel de resistencia se encuentra el mecanismo de cambios, mediante la observación del conjunto de palancas encontrado en la parte delantera de la máquina. Si el nivel de resistencia no es el deseado, empezar el ejercicio para verificar la cantidad de resistencia en ese nivel y el estado de los elementos en movimiento, y luego si realizar el cambio deseado. Si se detecta algún indicio de daño a realizar el movimiento de los pedales, suspender el ejercicio y comunicarse con un experto para el diagnóstico o arreglo del problema.
- Durante el desarrollo del ejercicio, si se desea realizar el cambio de resistencia, hacerlo ordenadamente, activando o desactivando las palancas en orden ascendente o descendente, teniendo en cuenta la numeración encontrada en el panel de las palancas, para garantizar el correcto funcionamiento de la máquina.
- Cuando se finalice el ejercicio, preferentemente dejar los cambios de las palancas completamente desactivados, esto quiere decir dejarlos en las ranuras de menos.

En la imagen 130, se muestra la posición de las palancas en cada nivel de esfuerzo, pasando de leve a muy fuerte. Cada una de las flechas corresponde a

los módulos de epicicloidales, empezando por la derecha se irían activando del módulo uno hasta el tres.

Imagen 130. Posición de palancas



7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO

En este manual se detalla las actividades o labores que se deben tener en cuenta para asegurar el adecuado funcionamiento de los sistemas y componentes que hacen parte de estos. Las actividades que se nombran se deben cumplir en el periodo. A partir de lo anterior el manual va dirigido a las personas que adquieran

las máquinas y que tenga la suficiente experiencia técnica para realizar el mantenimiento de cada uno de los componentes.

A continuación, en el cuadro 5, se muestran las actividades que se le deben realizar a cada sistema, la acción el instrumento y la frecuencia con que cada una de ellas se debe desarrollar.

Cuadro 5. Programa de mantenimiento

| SISTEMA | ACTIVIDAD | INSTRUMENTO | ACCION | FRECUENCIA |
|--------------------|---------------------|----------------------------|--|-----------------------------------|
| SISTEMA DE CAMBIOS | Inspección | Operario | Examinar que dentro de la carcasa no hayan elementos extraños que obstruya el movimiento de los engranes | Mensual |
| | Limpieza y cambio | Desengrasante | Limpiar cadena en el sistema de transmisión | Semestral |
| | Cambio | Operario | Lubricar con aceite el sistema de engranes planetarios | Cada 3000 horas de funcionamiento |
| | Inspección y cambio | Operario | Verificar el estado del material de las pastillas de los frenos y los embragues. Si hay un desgaste excesivo realizar el cambio. | Anual |
| | Inspección | Usuario | Examinar cualquier tipo de ruido extraño que pueda afectar el funcionamiento | Diario |
| | Ajuste | Llaves de ajuste y apriete | Observar cada una de las uniones con elementos atornillados, si hay un desajuste, corregirlo | Mensual |

Cuadro 5. (Continuación)

| SISTEMA | ACTIVIDAD | INSTRUMENTO | ACCION | FRECUENCIA |
|---------------------------------|------------|-------------------|---|-----------------------------------|
| SISTEMA DE MULTIPLICACION | Inspección | Visual | Verificar que el sistema de multiplicación tenga sus elementos alineados | Diario |
| | Inspección | Visual | Verificar estado de los dientes de los engrane y de las catarinas | Semestral |
| | Cambio | Operario | Lubricar con aceite los engranes | Cada 3000 horas de funcionamiento |
| | Limpieza | Cepillo | Limpiar cualquier residuo que se encuentre atorado en el sistema | Semestral |
| GENERADOR | Limpieza | Toalla | limpiar exterior del generador | Semanal |
| | Inspección | Auditiva | examinar ruidos anormales vibraciones roces | Diario |
| | Inspección | Visual | Estado de cojinetes y lubricación de estos | Mensual |
| | Limpieza | Operario | limpiar interior del generador | Annual |
| | Inspección | Visual | Examinar estado de colector, así como escobillas | Annual |
| | Inspección | Visual | Comprobar estado entre-herros y devanados | Annual |
| | Inspección | Alineación de eje | Verificar alineación del rotor | Semestral |
| | Inspección | Visual | Comprobar superficie del colector y sus conexiones | Annual |
| | Inspección | Visual | Observar estado de acople de mordaza y comprobar su ajuste | Mensual |
| CONEXIONES ELÉCTRICAS Y BATERÍA | Inspección | Visual | Verificación de las instalaciones eléctricas | Semestral |
| | Limpieza | Toalla | limpieza general de todas las conexiones | Mensual |
| | Apriete | Destornillador | Ajuste de los acoples de las conexiones eléctricas | Semestral |
| | Pruebas | Operario | Pruebas de resistencia de aislamiento y resistencia de contacto interruptores | Annual |
| | Inspección | terrómetro | resistencia de los electrodos de puesta a tierra y la continuidad de conexiones | Annual |

Para la ejecución de este programa de mantenimiento se necesita una contante revisión por parte de los dueños. Para hacer cambios y limpieza, se debe hacer por parte de un personal capacitado para la labor seleccionada

7.3 MANUAL DE ENSAMBLE

Por medio de este manual el usuario tendrá un guía con la cual puede realizar el acople de todas las piezas que hacen parte de los mecanismos y sistemas presentados, y así realizar un adecuado uso de las maquinas o para realizar cualquier tipo de intervención sin la ayuda de un técnico o persona especializada, lo cual no es recomendable.

7.3.1 Ensamble sistema de cambios.

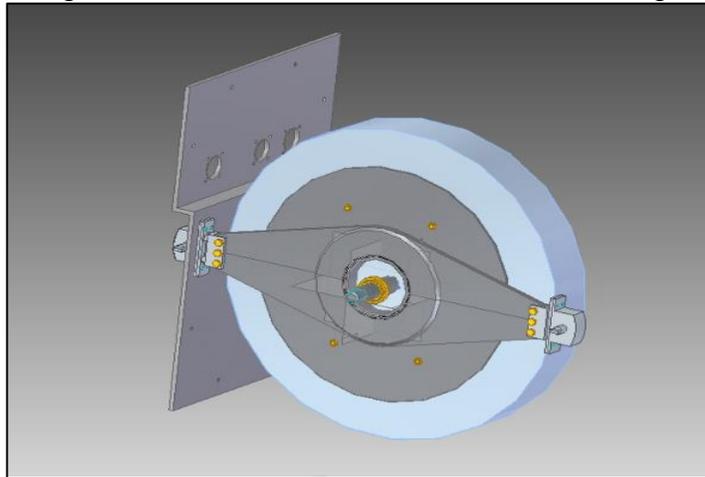
Atornillar carcasa trasera del sistema de cambios con la carcasa lateral derecha, por medio de uniones en L (ver plano 29) con tornillos M6 x 15.

Acoplar rodamiento 61804 a la carcasa lateral derecha a presión, después de esto acoplar el eje solido central al rodamiento ya ensamblado en la carcasa lateral derecha.

Introducir el embrague en el eje, y atornillar el embrague a la carcasa trasera con tornillos M5 x 20.

Hacer el mismo paso anterior con el freno con tornillos M5 x 20. Ver imagen 131.

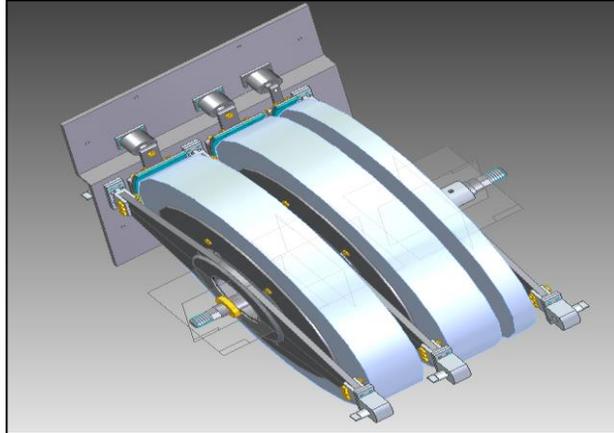
Imagen 131. Ensamble de modulo con embrague.



Montar la cuña en el cuñero para acoplar el primer módulo epicicloidal a presión, después de esto, atornillar el primer eje hueco con esparrago prisionero M5 x 40 a la caja del planeta de salida.

Realizar el mismo procedimiento para la segunda y tercera etapa de los módulos epicicloidales, embrague, frenos y ejes huecos como se muestra en la imagen 132.

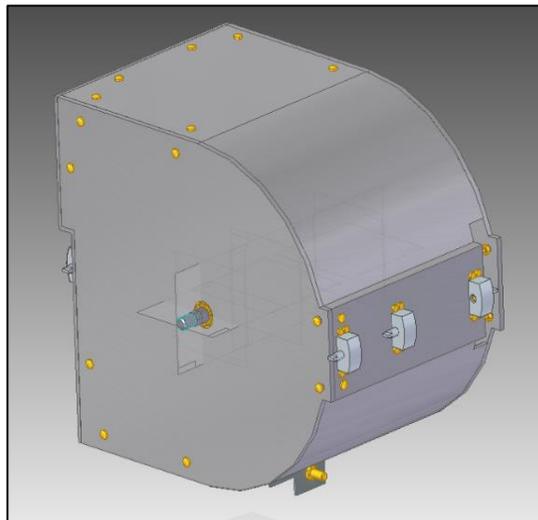
Imagen 132. Ensamble del mecanismo de cambios



Al finalizar el montaje de los módulos epicicloidales, embrague y freno se realiza el montaje de la catarina y cadena por medio de espárragos prisioneros M5 x 40 y este a su vez al eje hueco número tres que va acoplado al rodamiento 61806 a presión. Montar el segundo rodamiento 61804 al eje central y este a su vez a la carcasa lateral izquierda.

Por último se une la carcasa frontal a las demás carcasa ya atornilladas con tornillos M6 x15 como se ve en la imagen 133. Ver plano 41 “explosionado sistema de cambios” anexo K.

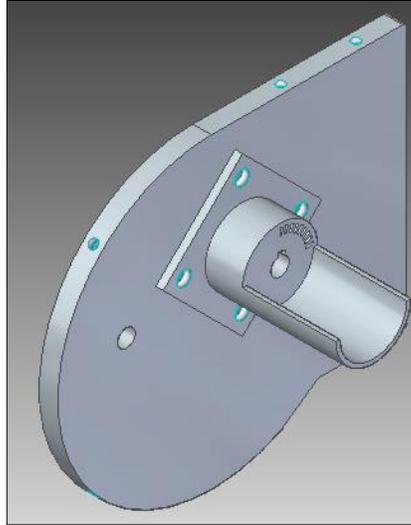
Imagen 133. Ensamble mecanismo de cambios con carcasa.



7.3.2 Ensamble del conjunto de palancas.

Atornille la base del apoyo de la palanca a la placa de apoyo del conjunto de palancas, teniendo en cuenta que la cara interna del semicírculo de la base del apoyo debe quedar orientada hacia la parte recta superior de la placa de apoyo del conjunto de palancas, como se muestra en la imagen 134.

Imagen 134. Ensamble apoyo de palanca



En el eje de la palanca introduzca el resorte de referencia LCM080CG, seguido la base de la palanca, teniendo en cuenta que el agujero encontrado en este quede alineado con la ranura del eje y que las caras de la forma octogonal de su agujero estén bien conectadas con las del eje.

Monte el eje de la palanca dentro del apoyo de la palanca, de modo que la ranura quede alineada con la pestaña encontrada en el eje. Ajuste el eje al apoyo introduciendo un pasador roscado en la parte opuesta al apoyo, de modo que se ajuste pero que tenga libertad de rotación.

Acople la barra de la palanca y el mango a la base mediante las uniones roscadas y agujeros encontrados en estos

Introduzca completamente la palanca en el apoyo, considerando que las ranuras deben coincidir con las pestañas en la palanca, empezando por la ranura que se encuentra a 90° del apoyo. Saque las ranuras y gire la palanca en sentido de las manecillas de reloj hasta encontrar el tope, esto con el fin de comprobar su correcta instalación.

En el extremo roscado del eje, monte el disco actuador, teniendo en cuenta que la palanca debe formar un ángulo de 90° y 180° respecto a los extremos del disco. Este debe ir montado hasta el tope de la forma octogonal más grande, de modo que limite con la base del resorte. Ajuste el disco por medio de la arandela de 9mm y el tornillo M8.

Monte el conjunto ya acoplado a la carcasa trasera del conjunto de palanca, mediante los agujeros roscados encontrados en la periferia del apoyo del conjunto de palanca y los correspondientes en la carcasa trasera

Monte las barras guías por medio de los tornillos allen y la tuerca, de modo que la que está ubicada a 90° de la palanca este montada verticalmente y la que está a 180° este montada horizontalmente; además su ajuste con el tornillo y la tuerca debe ser holgado para que le permita el giro relativo con el disco actuador.

En el extremo de la barra guía libre introduzca el tornillo allen hasta el tope. En el cuerpo sobresaliente del tornillo, enrolle el extremo de la línea de transmisión y ajuste la línea apretándola mediante la tuerca de cabeza cilíndrica, de tal modo que no haya ningún tipo de deslizamiento de la línea. Pase la línea conectada a cada uno por los agujeros sin roscar encontrados en la carcasa trasera, teniendo en cuenta que el de la barra guía vertical pase por los agujeros de la parte inferior de la carcasa y el horizontal por los agujeros de la cara vertical.

Repita los pasos anteriormente mencionados para cada una de las tres palancas, teniendo presente que su instalación debe ser progresiva, de tal modo que al instalar una, la siguiente debe encontrarse de frente a la instalada, para tener el suficiente espacio para acoplar todos los elementos.

Instaladas las tres palancas coloque la carcasa delantera, de modo que las palancas quede sobresaliendo la carcasa y montada dentro de las ranuras encontradas en la parte superior del acople de las dos partes de la carcasa. Para ajustar las dos partes de la carcasa, acople la tapa lateral y atornille con los tornillos adecuados, además de los agujeros encontrados en la periferia de la carcasa delantera.

Para verificar el adecuado ensamble consulte el plano 42 “Explosionado conjunto de palancas” del anexo K.

7.3.3 Ensamble sistema de multiplicación.

Atornillar uniones a la maquina por medio de tornillos M10 x 80 para así poder atornillar la carcasa del multiplicador.

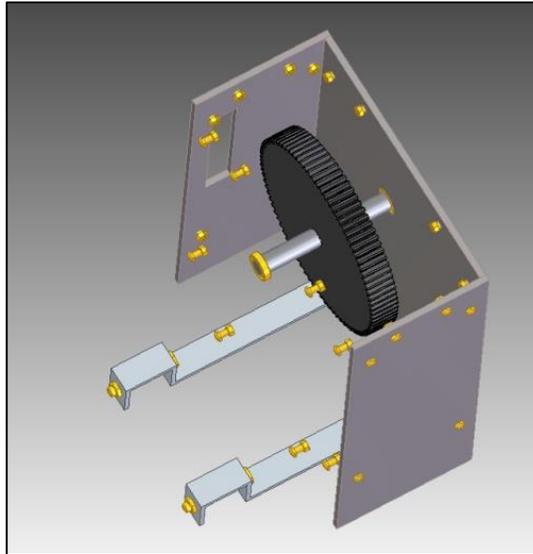
Atornilla carcasa lateral izquierda del sistema de multiplicación a las uniones ya acoplada a la máquina.

Atornillar carcasa frontal del sistema de multiplicación a la carcasa lateral izquierda.

Acoplar rodamiento 61903 a la carcasa lateral izquierda y al eje solido catarina engrane como se muestra en la imagen 135.

Montar cuña en el eje, y acoplar el piñón conductor al eje sólido a presión.

Imagen 135. Ensamble mecanismo de multiplicación



Montar cuña al eje sólido, acoplar la catarina y cadena

Acoplar el segundo rodamiento 61903 a presión y este a la carcasa lateral derecha del mismo modo

Atornillar la carcasa trasera con el resto de carcasas. Ver plano 42 “explosionado sistema de multiplicación” anexo K.

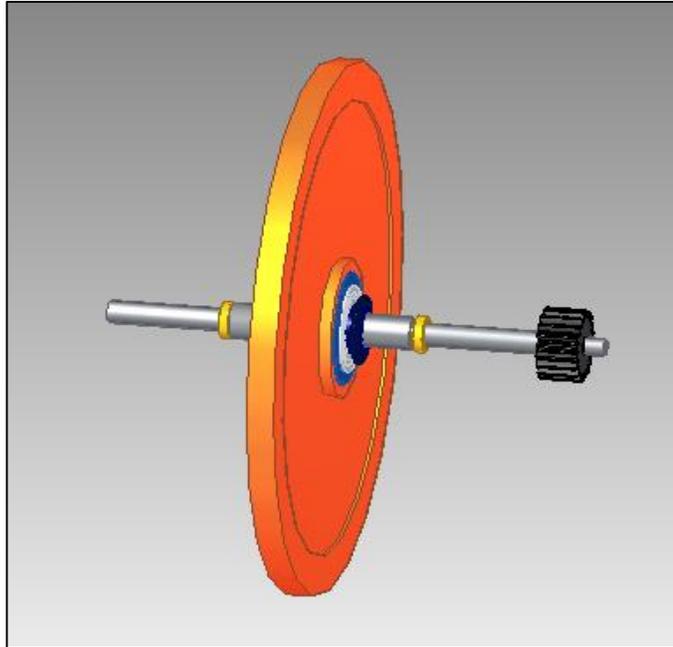
7.3.4 Ensamble sistema de generación.

Acoplar rodamiento 61902 al eje multiplicador del volante y este al piñón conducido a presión.

Por otro lado se acopla el volante con la rueda libre a presión y este al eje volante generador por medio de una brida, atornillado con tornillos avellanados a 90 M5 x 20.

El eje multiplicador del volante se conecta a presión y por medio de una cuña al conjunto Anteriormente ensamblado como se muestra en la imagen 135

Imagen 136. Ensamble sistema de generación



Después se acopla la carcasa donde va apoyado el generador a la maquina por medio de tornillos M10 x 80. Se atornilla el generador y se acopla al eje del generador el acople de mordaza para ser ajustado al eje volante generador. Ver plano 43 “explosionado sistema de generación” anexo K.

8. EVALUACION DEL IMPACTO AMBIENTAL

En este estudio se va a tener en cuenta los impactos tanto ambientales, sociales y culturales, que traer la fabricación, la instalación y la operación de la bicicleta estática y elíptica.

En el cuadro 6 se analiza el proyecto con los factores mencionados anteriormente, para hacer una comparación y generar una visión amplia del estado final del proyecto.

Cuadro 6. Factores de análisis del impacto ambiental

| FACTOR | IMPACTO |
|-----------|---|
| Ambiental | El consumo de energía eléctrica en el mundo ha tenido un crecimiento sustancial en los últimos años, proporcional al aumento de la población mundial, lo que ha generado directamente que la producción de energía sea cada vez mayor, y que se haga más importante realizar y generar alternativas para producir energía eléctrica. Aunque los métodos de producción convencionales son capaces de sostener la demanda de energía eléctrica, su impacto en el ecosistema y el deterioro causado es bastante grande, por lo cual se hace importante poner en práctica métodos alternativos de producción. Por lo anterior el impacto del proyecto ambientalmente es positivo, ya que en su instalación y operación no hay ningún tipo de residuo o contaminante producido, y solo en su fabricación estos tipos de materiales generar un daño medio, ya que el acero no presenta características contaminante y solo en su extracción se deteriora y daña los ecosistemas circundante a este. |
| Cultural | La sociedad actual tiene la necesidad de la energía eléctrica, ya sea para desarrollar pequeñas o grandes tareas, por lo cual se hace imprescindible en nuestras vidas. Aunque es imprescindible, la mayoría de la población desconoce el contexto de producción de energía eléctrica y su impacto al medio ambiente, lo que causa un consumo depredador e irracional. Así pues, con este proyecto se logra que las personas puedan conocer otra forma de producción de energía eléctrica, y se acostumbren al paradigma de prescindir de métodos de producción de energía contaminantes y anticuados, y se desarrollen y utilicen métodos más amables con el medio ambiente. |
| Social | Ya que este es un proyecto donde se diseña un máquina para la producción de energía eléctrica libre de contaminación, se está haciendo un aporte para que la sociedad cambie sus métodos de producción de servicios como este, que sean más amables con el medio ambiente, y que sean de un panorama mucha más pequeño. Cuando se habla de un panorama mucho más pequeño se refiere a que la cantidad de energía producida no se utilizaría para un comunidad grande, sino su utilización se haría más individualizada, en comunidades pequeñas y el desarrollo de las actividades dependientes de energía eléctrica se tornaría más independiente y auto sostenibles. En la parte negativa se muestra como una alternativa de alto costo, de difícil acceso para las comunidades que lo necesitan y de lujo para aquellos que tienen el capital para adquirirla. |

Observando el análisis en cada uno de los ítems planteados en el cuadro 6 se puede concluir que este proyecto tiene un impacto positivo en el medio ambiente, ya que su medio de producción es libre de contaminantes y solo su fabricación trae consecuencias negativas para este. Aunque su costo es bastante caro puesto que no hay medios actualmente que apoyen este tipo de sistemas, aun así la tasa retributiva no va a ser monetaria, sino va a ser ambiental. Así, la alternativa ayuda a que la sociedad cambie su dependencia hacia los tipos de producción de energía eléctrica, y su mentalidad, a largo plazo, sea para obtener un equilibrio lógico entre su quehacer y la naturaleza.

9. ANALISIS FINANCIERO

En este capítulo se realiza un estudio sobre el valor monetario de la maquina diseñada y su posible retribución, basado en el ahorro de energía eléctrica debido a la producción por medio de la maquina diseñada. Para el análisis se tuvieron en cuenta varios factores que afectan directamente su modo de desarrollo, mencionados a continuación.

- Ya que se trata de un proyecto por el cual se pretende generar un ahorro de energía por medio del ejercicio de un individuo, el beneficio de su adquisición no solo se trata monetariamente, sino que tiene un factor humano, el cual contempla la mantenibilidad del cuerpo de la persona que realiza el ejercicio con cualquiera de las dos máquinas. Esto se ve reflejado en aspecto de reducción de costos de inversión en salud, ya que le proporciona al individuo un estado de físico bueno, obteniendo buena resistencia a enfermedades y al desgaste físico diario.
- Ya que se produce energía eléctrica libre de cualquier impacto social o ambiental, se está realizando el ahorro monetario a causa de la restauración de estos factores hallados en los diferentes tipos de producción eléctrica comúnmente conectados a al SIN (Sistema de interconexión nacional), como los son las centrales hidroeléctricas de gran tamaño y las centrales termoeléctricas; reflejado en las tarifas e impuestos cobrados del consumo y conexión a la energía de la red nacional de energía eléctrica.
- El costo del kWh es de \$ 413 entre los estratos 1 y 4,³⁴ suponiendo que la persona que adquiere la maquina realiza un ejercicio diario de dos horas con ella y tiene un tasa de producción de energía eléctrica de 0,3 kWh o 0,6 kWh en dos horas, se estaría generando un ahorro diario de \$ 248, lo que equivaldría un ahorro mensual, suponiendo que se realiza el ejercicio los 7 días de la semana, de \$ 6944, y un ahorro anual de \$ 83.328.
- Para un gimnasio, considerado un establecimiento comercial, y en el cual se cobra a \$ 495,5 el kWh³⁵, si se supone que entra en funcionamiento a las 8 am y cierra su puertas a las 9 pm, esto quiere decir un funcionamiento por 13 hrs, donde cada hora se está utilizando la bicicleta estática o elíptica con una media de producción de energía eléctrica de 0,3KWhr, se están produciendo alrededor de 3,9 kW día y se están ahorrando \$ 1932,45. Si se supone un funcionamiento 6 días de la semana durante cuatro semanas al mes, se realizaría un ahorro de \$ 46.378, que al año equivaldrían a \$ 556.545, aproximadamente.

³⁴ <https://www.codensa.com.co/hogar/tarifas>

³⁵ Op. Cit.

Teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente, el análisis se realizara bajo la idea de que la tasa de retribución monetaria del proyecto, comparando el gasto con el ahorro, será muy bajo, debido a que la producción de energía eléctrica por medio de las maquinas no sobrepasa el kWhr y como consecuencia se ahorra muy poco en comparación con el gasto habitual en una residencia, que si sobrepasa por mucho este kWhr.

Se inició el análisis realizando con una valoración monetaria de las máquinas, teniendo en cuenta el costo de fabricación de los elementos que hacen parte del mecanismo diseñado y sus componentes seleccionados por su precio comercial; además de una valoración del precio comercial de una bicicleta estática y elíptica. Estos datos se pueden observar en la tabla "".

Tabla 70. Costos

| Ítem | Descripción | Unidad | Cantidad | Valor unitario (\$) | Valor Total (\$) |
|------|---|--------|----------|---------------------|------------------|
| 1 | Base de palanca | Unidad | 3 | 80.000 | 240.000 |
| 2 | Barra de palanca | Unidad | 3 | 32.000 | 96.000 |
| 3 | Manija de palanca | Unidad | 3 | 16.000 | 48.000 |
| 4 | Base de apoyo de palanca | Unidad | 3 | 190.000 | 570.000 |
| 5 | Disco actuador de palanca | Unidad | 3 | 110.000 | 330.000 |
| 6 | Carcasa de embolo de freno | Unidad | 3 | 95.000 | 285.000 |
| 7 | Barra guía de palanca | Unidad | 6 | 53.000 | 318.000 |
| 8 | Eje central de mecanismo de cambios | Unidad | 1 | 285.000 | 285.000 |
| 9 | Eje hueco entre módulos | Unidad | 2 | 160.000 | 320.000 |
| 10 | Eje solido entre catarina conducida y engrane | Unidad | 1 | 142.000 | 142.000 |
| 11 | Eje solido engrane conducido y volante | Unidad | 1 | 160.000 | 160.000 |
| 12 | Eje solido entre volante y generador | Unidad | 1 | 210.000 | 210.000 |
| 13 | Eje de palancas | Unidad | 3 | 142.000 | 142.000 |
| 14 | Conjunto módulo de epicicloidal 1 | Unidad | 1 | 3.200.000 | 3.200.000 |
| 15 | Conjunto módulo de epicicloidal 2 | Unidad | 1 | 3.150.000 | 3.150.000 |
| 16 | Conjunto de epicicloidal 3 | Unidad | 1 | 3.100.000 | 3.100.000 |
| 17 | Embolo de freno | Unidad | 3 | 60.000 | 180.000 |
| 18 | Eje hueco con portasatelites | Unidad | 1 | 180.000 | 180.000 |
| 19 | Tapa de carcasa de conjunto de palancas | Unidad | 1 | 90.000 | 90.000 |
| 20 | Porta satélites de epicicloidales | Unidad | 2 | 135.000 | 270.000 |
| 21 | Placa de fricción de embrague | Unidad | 3 | 120.000 | 360.000 |

Tabla 70. (Continuación)

| Ítem | Descripción | Unidad | Cantidad | Valor unitario (\$) | Valor Total (\$) |
|------|---|--------|----------|---------------------|------------------|
| 22 | Carcasa de mecanismo de cambios | Unidad | 1 | 360.000 | 360.000 |
| 23 | Zapata de embrague | Unidad | 3 | 330.000 | 990.000 |
| 24 | Placa base embrague | Unidad | 3 | 300.000 | 900.000 |
| 25 | Acople de apoyo de freno | Unidad | 3 | 130.000 | 390.000 |
| 26 | Tapa de apoyo de palancas | Unidad | 1 | 210.000 | 210.000 |
| 27 | Embolo actuador embrague | Unidad | 6 | 75.000 | 450.000 |
| 28 | Placa actuador embrague | Unidad | 6 | 105.000 | 630.000 |
| 29 | Apoyo actuador embrague | Unidad | 6 | 110.000 | 660.000 |
| 30 | Cilindro actuador embrague | Unidad | 6 | 250.000 | 1.500.000 |
| 31 | Carcasa delantera mecanismo multiplicador | Unidad | 1 | 340.000 | 340.000 |
| 32 | Carcasa trasera mecanismo multiplicador | Unidad | 1 | 340.000 | 340.000 |
| 33 | Carcasa lateral mecanismo multiplicador | Unidad | 2 | 130.000 | 260.000 |
| 34 | Rodamientos | Unidad | 8 | 4.000 | 32.000 |
| 35 | Rueda libre GFR (N) | Unidad | 1 | 250.000 | 250.000 |
| 36 | Acople de mordaza | Unidad | 1 | 350.000 | 350.000 |
| 37 | Engranajes multiplicadores | Unidad | 2 | 60.000 | 120.000 |
| 38 | Catarinas 17 dientes | Unidad | 1 | 50.000 | 50.000 |
| 39 | Catarina de 32 dientes | Unidad | 1 | 75.000 | 75.000 |
| 40 | Cadena de paso 60 | Unidad | 1 | 200.000 | 200.000 |
| 41 | Acople mordaza | Unidad | 1 | 250.000 | 250.000 |
| 42 | Tornillos M3-M10 | Unidad | 75 | 1.000 | 75.000 |
| 43 | Tuercas M3-M10 | Unidad | 40 | 800 | 32.000 |
| 44 | Generador | Unidad | 1 | 500.000 | 500.000 |
| 45 | Regulador | Unidad | 1 | 230.000 | 230.000 |
| 46 | Inversor | Unidad | 1 | 150.000 | 150.000 |
| 47 | Cables y accesorios | Unidad | 1 | 200.000 | 200.000 |
| 48 | Maquina | Unidad | 1 | 850.000 | 850.000 |
| | Total | | | | 24.070.000 |

Ya que el precio de la maquina es tan alto en comparación con la ganancia debido a la producción eléctrica y al ahorro que esto equivale en el recibo mensual de luz, lo que sería igual a un periodo de casi 40 años para pagar la totalidad del costo, no sería funcional realizar el análisis financiero a partir de un valor retributivo de la inversión.

Ahora, se van a tener en cuenta los costos relacionados con el personal que realiza, tanto el diseño de la máquina, como la instalación y puesta en marcha de esta. Además se van a tener en cuenta los costos del personal que realizara el mantenimiento de la máquina, siguiendo los parámetros planteados en el manual de mantenimiento, y que se hacen semestralmente. Estos costos se muestra a continuación en la tabla 71.

Tabla 71. Costos de ingeniería, ensamble y mantenimiento

| Ítem | Cantidad de personas | Costo (\$) | Total (\$) |
|-----------------------------|----------------------|------------|------------|
| Ingeniería del proyecto | 2 | 1.600.000 | 2.800.000 |
| Ensamble y puesta en marcha | 2 | 1.200.000 | 2.400.000 |
| Mantenimiento | 1 | 700.000 | 700.00 |
| Total | | | 5.900.000 |

En la tabla 73 se muestran los valores totales del costo de inversión para este proyecto, teniendo en cuenta todos los factores antes mencionados.

Tabla 72. Total de costos de inversión

| Ítem | Costo total de inversión (\$) |
|--|-------------------------------|
| Materiales y fabricación | 24.070.000 |
| Ingeniería, ensamble, puesta en marcha y mantenimiento | 5.900.000 |
| Total | 29.970.000 |

10. CONCLUSIONES

- La utilización de la bicicleta estática y elíptica para la producción de energía eléctrica es una alternativa muy efectiva de aprovechamiento de la energía mecánica obtenida de los seres humanos, ya que trae ventajas tanto productivas, por el aporte de energía eléctrica, como físicas, por el acondicionamiento de los músculos de la persona que realiza el ejercicio.
- El mecanismo empleando módulos de engranajes epicicloidales para generar resistencia al movimiento debido a la carga por inercia, cumple su función satisfactoriamente, y posee la ventaja de no generar ningún tipo de pérdida de energía a lo largo del desarrollo del ejercicio. Las únicas pérdidas que se generan son al realizar el cambio de relación cuando se requiere una mayor resistencia, ya que el freno y el embrague tienen que entrar en contacto con los módulos y generar fricción para que se obtenga el cambio; y aunque es el mismo tipo de transformación de la energía que no se aprovecha del freno de tapón utilizado habitualmente, estas se ven reflejadas en un instante de tiempo cuando se realiza el cambio y no durante todo el desarrollo del ejercicio como el habitual. Además al tener un sistema de accionamiento manual, la energía eléctrica gastada en los circuitos del panel de control y para realizar el cambio de marcha, se ahorra. Así se convierte en un mecanismo que puede producir de 300 a 400 Watts como máxima potencia.
- La rueda libre confiere al mecanismo una gran ventaja, ya que entrega al generador una señal de energía mecánica más lineal y con caídas constantes y controladas de energía, para que este no se sobre esfuerce y a lo largo de las caídas se produzca una energía eléctrica adicional.
- Cada máquina tiene un costo muy elevado en relación con las ganancias por la producción de energía eléctrica, lo que la convierte en una alternativa no rentable monetariamente, pero al ser un medio de producción de energía renovable, se convierte en una alternativa amable con el medio ambiente y de una alta efectividad de aprovechamiento de la cantidad de energía producida por un ser humano. El costo elevado de la máquina se fundamenta en que los módulos de epicicloidales tienen un proceso de fabricación muy complicado, ya que los dientes interno de la corona se deben realizar por un proceso de alto costo y de precisión.

11. RECOMENDACIONES

- Ya que las únicas máquinas tenidas en cuenta en este proyecto fueron la bicicleta estática y la elíptica, se puede realizar esta adaptación a cualquier máquina de gimnasio donde se realice un movimiento rotativo, como las caminadoras o las remadoras.
- Para el mecanismo de cambios se puede diseñar un módulo el cual tenga la capacidad de generar la resistencia al movimiento y la multiplicación de la velocidad, para obviar el mecanismo de multiplicación diseñado. Además su sistema de accionamiento se puede tomar de otra forma, mediante la función de multiplicación sea incluida, para que sea más sencillo y tenga un menor costo.
- También se puede hacer un estudio profundo sobre el tipo de material que se utiliza en los módulos y en el volante de inercia, para aumentar su eficiencia o disminuir sus costos, y en los diferentes mecanismos que hacen parte de la máquina, como las palancas, el freno y el embrague.

BIBLIOGRAFÍA

Deltavolt SAC. (2015). *Delta volt, energia renovable*. Obtenido de <http://deltavolt.pe/energia-renovable/baterias>

Euro Bearing. (s.f.). *Euro Bearing Spain*. Obtenido de <http://www.eurobearings.es/ruedas-libres/>

Ferrinpetrol . (s.f.). *Ferrinpetrol s. en c*. Obtenido de http://www.ferrinpetrol.com/index.php?option=com_content&view=article&id=7&Itemid=101

Frenos Sauleda s.a. (s.f.). *Frenos Sauleda s.a science friction*. Recuperado el 2016, de <http://www.frenossauleda.com/>

González-Longatt, F. M. (2007). *Sistema mecánico de transmisión de aerogeneradores de eje horizontal*.

Guayalres s.a. (s.f.). *Guayalres s.a. guayas y mangueras de clase mundial*. Obtenido de <http://www.cablesguayalres.com/home.html>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis de trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC1486. Sexta Edición. Bogotá en instituto, 2008. p.1.

_____ Referencias bibliográficas, contenido, forma y estructura NTC 5613. Bogotá: el instituto, 2008, p. 12.

_____ Referencias bibliográficas, documentales para fuente de informaciones electrónicas, NTC 4490. Bogotá: el instituto, p.12. Bogotá: el instituto, 2008, p. 12.

Itan. (s.f.). *Itan. Elementos para matrices y moldes*. Obtenido de <http://www.itan.com.ar/categoria/resortes-2/>

KHK Gears. (s.f.). *KHK Stock Gears*. Recuperado el 2015-2016, de http://www.khkgears.co.jp/world/ecatalog/3013_catalog/index.html#page=1

Koala components s.a. (s.f.). *Koala components*. Obtenido de <http://www.koalacomponents.com/>

Lázaro, J. G. (8 de julio de 2014). Estudio de la viabilidad de uso de un motor generador en el desarrollo de bicicletas estaticas. Cataluña: Universidad Politecnica de cataluña.

Leespring. (s.f.). *Leespring*. Obtenido de <http://www.leespring.com/resortes-mexico/>

Martin, J. C. (s.f.). *Mecanica de automovil actual* .

Navarro, R., Heierli, U., & Beck, V. (1985). *Aternativas de transporte en America Latina: La bicicleta y los triciclos*. Suiza: SKAT.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de maquinas, un enfoque integrado, cuarta edicion*. Mexico: Pearson.

Nuñez Rodriguez, C. F., & Oswaldo, F. R. (2011). Diseño de un sistema de generacion electrica a partir de bicicletas estaticas. Bucaramanga, Santander, Colombia.

Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de maquinas, cuarta edicion*. Mexico: Pearson.

SKF. (s.f.). *SKF Lideres en tecnologia de rodamientos*. Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.html>

The Great Outdoor Gym Company. (Febrero de 2015). *The Great Outdoor Gym Company*. Obtenido de <http://www.tgogc.com/>

Tobajas, M. C. (2000). *Instalaciones solares fotovoltaicas*. Cano Pina.

Universidad de America. (2015). Fichas tecnicas maquinas de gimnasio. En B. universitario.

ANEXO A
TABLAS DE REQUERIMIENTOS DIARIOS DE ENERGÍA.

| Peso promedio (kg) | TMB/kg | Requerimiento diario de energía de acuerdo con el factor de TMB (ó PAL) y peso corporal indicado. | | | | | | | | | | | | Talla (m) para valores de IMC | | |
|---|--------|---|---------|------------|---------|--|---------|------------|---------|--|---------|------------|---------|-------------------------------|------|------|
| | | PAL para dos niveles de actividad ligera | | | | PAL para dos niveles de actividad moderada | | | | PAL para dos niveles de actividad vigorosa | | | | | | |
| | | 1,45 x TMB | | 1,60 x TMB | | 1,75 x TMB | | 1,90 x TMB | | 2,05 x TMB | | 2,20 x TMB | | 24,9 | 21,0 | 18,5 |
| | | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | | | |
| Requerimiento promedio de energía para hombres de 18 a 29,9 años | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50 | 29 | 2.100 | 42 | 2.300 | 46 | 2.550 | 51 | 2.750 | 55 | 2.950 | 59 | 3.200 | 64 | 1,42 | 1,54 | 1,64 |
| 55 | 28 | 2.200 | 40 | 2.450 | 44 | 2.650 | 48 | 2.900 | 53 | 3.100 | 57 | 3.350 | 61 | 1,49 | 1,62 | 1,72 |
| 60 | 27 | 2.300 | 39 | 2.550 | 43 | 2.800 | 47 | 3.050 | 51 | 3.250 | 55 | 3.500 | 59 | 1,55 | 1,69 | 1,80 |
| 65 | 26 | 2.400 | 37 | 2.650 | 41 | 2.900 | 45 | 3.150 | 49 | 3.450 | 53 | 3.700 | 57 | 1,62 | 1,76 | 1,87 |
| 70 | 25 | 2.550 | 36 | 2.800 | 40 | 3.050 | 44 | 3.300 | 47 | 3.600 | 51 | 3.850 | 55 | 1,68 | 1,83 | 1,95 |
| 75 | 24 | 2.650 | 35 | 2.900 | 39 | 3.200 | 42 | 3.450 | 46 | 3.750 | 50 | 4.000 | 53 | 1,74 | 1,89 | 2,01 |
| 80 | 24 | 2.750 | 34 | 3.050 | 38 | 3.300 | 41 | 3.600 | 45 | 3.900 | 49 | 4.150 | 52 | 1,79 | 1,95 | 2,08 |
| 85 | 23 | 2.850 | 34 | 3.150 | 37 | 3.450 | 41 | 3.750 | 44 | 4.050 | 48 | 4.350 | 51 | 1,85 | 2,01 | 2,14 |
| 90 | 23 | 2.950 | 33 | 3.300 | 36 | 3.600 | 40 | 3.900 | 43 | 4.200 | 47 | 4.500 | 50 | 1,90 | 2,07 | 2,21 |
| Requerimiento promedio de energía para hombres de 30 a 59,9 años | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50 | 29 | 2.100 | 42 | 2.300 | 46 | 2.550 | 51 | 2.750 | 55 | 2.950 | 59 | 3.200 | 64 | 1,42 | 1,54 | 1,64 |
| 55 | 27 | 2.200 | 40 | 2.400 | 44 | 2.650 | 48 | 2.850 | 52 | 3.100 | 56 | 3.300 | 60 | 1,49 | 1,62 | 1,72 |
| 60 | 26 | 2.250 | 38 | 2.500 | 42 | 2.750 | 46 | 2.950 | 49 | 3.200 | 53 | 3.450 | 57 | 1,55 | 1,69 | 1,80 |
| 65 | 25 | 2.350 | 36 | 2.600 | 40 | 2.850 | 44 | 3.100 | 47 | 3.300 | 51 | 3.550 | 55 | 1,62 | 1,76 | 1,87 |
| 70 | 24 | 2.450 | 35 | 2.700 | 38 | 2.950 | 42 | 3.200 | 45 | 3.450 | 49 | 3.700 | 53 | 1,68 | 1,83 | 1,95 |
| 75 | 23 | 2.500 | 34 | 2.750 | 37 | 3.050 | 40 | 3.300 | 44 | 3.550 | 47 | 3.800 | 51 | 1,74 | 1,89 | 2,01 |
| 80 | 22 | 2.600 | 32 | 2.850 | 36 | 3.150 | 39 | 3.400 | 43 | 3.650 | 46 | 3.950 | 49 | 1,79 | 1,95 | 2,08 |
| 85 | 22 | 2.700 | 32 | 2.950 | 35 | 3.250 | 38 | 3.500 | 41 | 3.800 | 45 | 4.050 | 48 | 1,85 | 2,01 | 2,14 |
| 90 | 21 | 2.750 | 31 | 3.050 | 34 | 3.350 | 37 | 3.600 | 40 | 3.900 | 43 | 4.200 | 47 | 1,90 | 2,07 | 2,21 |
| Requerimiento promedio de energía para hombres de 60 años y más | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50 | 23 | 1.700 | 34 | 1.900 | 38 | 2.050 | 41 | 2.250 | 45 | 2.400 | 48 | 2.600 | 52 | 1,42 | 1,54 | 1,64 |
| 55 | 22 | 1.800 | 33 | 1.950 | 35 | 2.150 | 39 | 2.350 | 43 | 2.550 | 46 | 2.700 | 49 | 1,49 | 1,62 | 1,72 |
| 60 | 22 | 1.850 | 31 | 2.050 | 34 | 2.250 | 38 | 2.450 | 41 | 2.650 | 44 | 2.850 | 48 | 1,55 | 1,69 | 1,80 |
| 65 | 21 | 1.950 | 30 | 2.150 | 33 | 2.350 | 36 | 2.550 | 39 | 2.750 | 42 | 2.950 | 45 | 1,62 | 1,76 | 1,87 |
| 70 | 20 | 2.050 | 29 | 2.250 | 32 | 2.450 | 35 | 2.650 | 38 | 2.900 | 41 | 3.100 | 44 | 1,68 | 1,83 | 1,95 |
| 75 | 20 | 2.150 | 29 | 2.350 | 31 | 2.550 | 34 | 2.800 | 37 | 3.000 | 40 | 3.250 | 43 | 1,74 | 1,89 | 2,01 |
| 80 | 19 | 2.200 | 28 | 2.450 | 31 | 2.650 | 33 | 2.900 | 36 | 3.150 | 39 | 3.350 | 42 | 1,79 | 1,95 | 2,08 |
| 85 | 19 | 2.300 | 27 | 2.550 | 30 | 2.750 | 32 | 3.000 | 35 | 3.250 | 38 | 3.500 | 41 | 1,85 | 2,01 | 2,14 |
| 90 | 18 | 2.400 | 27 | 2.650 | 29 | 2.850 | 32 | 3.100 | 34 | 3.350 | 37 | 3.600 | 40 | 1,90 | 2,07 | 2,21 |

Fuente: <http://www.nutriclinicacolombia.org/web/congreso-anual/congreso-2014/2-uncategorised/207-proyecto-resolucion-rien.html>

| Peso promedio (kg) | TMB/ kg | Requerimiento diario de energía de acuerdo con el factor de TMB (ó PAL) y peso corporal indicado. | | | | | | | | | | | | Talla (m) para valores de IMC | | |
|---|---------|---|------|------------|------|--|------|------------|------|--|------|------------|------|-------------------------------|------|------|
| | | PAL para dos niveles de actividad ligera | | | | PAL para dos niveles de actividad moderada | | | | PAL para dos niveles de actividad vigorosa | | | | | | |
| | | 1,45 x TMB | | 1,60 x TMB | | 1,75 x TMB | | 1,90 x TMB | | 2,05 x TMB | | 2,20 x TMB | | 24,9 | 21,0 | 18,5 |
| | | Kcal | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | kcal | kcal/kg | kcal | | | |
| Requerimiento promedio de energía para mujeres de 18 a 29,9 años | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 45 | 26 | 1.650 | 37 | 1.850 | 41 | 2.000 | 44 | 2.200 | 49 | 2.350 | 52 | 2.550 | 57 | 1,34 | 1,46 | 1,56 |
| 50 | 25 | 1.800 | 36 | 1.950 | 39 | 2.150 | 43 | 2.350 | 47 | 2.500 | 50 | 2.700 | 54 | 1,42 | 1,54 | 1,64 |
| 55 | 24 | 1.900 | 35 | 2.100 | 38 | 2.300 | 42 | 2.450 | 45 | 2.650 | 48 | 2.850 | 52 | 1,49 | 1,62 | 1,72 |
| 60 | 23 | 2.000 | 33 | 2.200 | 37 | 2.400 | 40 | 2.600 | 43 | 2.800 | 47 | 3.050 | 51 | 1,55 | 1,69 | 1,80 |
| 65 | 22 | 2.100 | 32 | 2.300 | 35 | 2.550 | 39 | 2.750 | 42 | 2.950 | 45 | 3.200 | 49 | 1,62 | 1,76 | 1,87 |
| 70 | 22 | 2.200 | 31 | 2.450 | 35 | 2.650 | 38 | 2.900 | 41 | 3.100 | 44 | 3.350 | 48 | 1,68 | 1,83 | 1,95 |
| 75 | 21 | 2.300 | 31 | 2.550 | 34 | 2.800 | 37 | 3.050 | 41 | 3.300 | 44 | 3.500 | 47 | 1,74 | 1,89 | 2,01 |
| 80 | 21 | 2.400 | 30 | 2.700 | 34 | 2.950 | 37 | 3.200 | 40 | 3.450 | 43 | 3.700 | 46 | 1,79 | 1,95 | 2,08 |
| 85 | 21 | 2.550 | 30 | 2.800 | 33 | 3.050 | 36 | 3.300 | 39 | 3.600 | 42 | 3.850 | 45 | 1,85 | 2,01 | 2,14 |
| Requerimiento promedio de energía para mujeres de 30 a 59,9 años | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 45 | 27 | 1.750 | 39 | 1.950 | 43 | 2.100 | 47 | 2.300 | 51 | 2.500 | 56 | 2.650 | 59 | 1,34 | 1,46 | 1,56 |
| 50 | 25 | 1.800 | 36 | 2.000 | 40 | 2.200 | 44 | 2.400 | 48 | 2.550 | 51 | 2.750 | 55 | 1,42 | 1,54 | 1,64 |
| 55 | 24 | 1.850 | 34 | 2.050 | 37 | 2.250 | 41 | 2.450 | 45 | 2.650 | 48 | 2.850 | 52 | 1,49 | 1,62 | 1,72 |
| 60 | 22 | 1.950 | 33 | 2.150 | 36 | 2.350 | 39 | 2.550 | 43 | 2.750 | 46 | 2.950 | 49 | 1,55 | 1,69 | 1,80 |
| 65 | 21 | 2.000 | 31 | 2.200 | 34 | 2.400 | 37 | 2.600 | 40 | 2.800 | 43 | 3.000 | 46 | 1,62 | 1,76 | 1,87 |
| 70 | 20 | 2.050 | 29 | 2.250 | 32 | 2.500 | 36 | 2.700 | 39 | 2.900 | 41 | 3.100 | 44 | 1,68 | 1,83 | 1,95 |
| 75 | 19 | 2.100 | 28 | 2.350 | 31 | 2.550 | 34 | 2.750 | 37 | 3.000 | 40 | 3.200 | 43 | 1,74 | 1,89 | 2,01 |
| 80 | 19 | 2.150 | 27 | 2.400 | 30 | 2.600 | 33 | 2.850 | 36 | 3.050 | 38 | 3.300 | 41 | 1,79 | 1,95 | 2,08 |
| 85 | 18 | 2.250 | 26 | 2.450 | 29 | 2.700 | 32 | 2.900 | 34 | 3.150 | 37 | 3.400 | 40 | 1,85 | 2,01 | 2,14 |
| Requerimiento promedio de energía para mujeres de 60 años y más | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 45 | 24 | 1.550 | 34 | 1.700 | 38 | 1.850 | 41 | 2.050 | 45 | 2.200 | 49 | 2.350 | 52 | 1,34 | 1,46 | 1,56 |
| 50 | 22 | 1.600 | 32 | 1.800 | 36 | 1.950 | 39 | 2.100 | 42 | 2.300 | 46 | 2.450 | 49 | 1,42 | 1,54 | 1,64 |
| 55 | 21 | 1.700 | 31 | 1.850 | 34 | 2.050 | 37 | 2.200 | 40 | 2.350 | 43 | 2.550 | 46 | 1,49 | 1,62 | 1,72 |
| 60 | 20 | 1.750 | 29 | 1.950 | 32 | 2.100 | 35 | 2.300 | 38 | 2.450 | 41 | 2.650 | 44 | 1,55 | 1,69 | 1,80 |
| 65 | 19 | 1.800 | 28 | 2.000 | 31 | 2.200 | 34 | 2.350 | 37 | 2.550 | 39 | 2.750 | 42 | 1,62 | 1,76 | 1,87 |
| 70 | 18 | 1.900 | 27 | 2.050 | 30 | 2.250 | 32 | 2.450 | 35 | 2.650 | 38 | 2.850 | 41 | 1,68 | 1,83 | 1,95 |
| 75 | 18 | 1.950 | 26 | 2.150 | 29 | 2.350 | 31 | 2.550 | 34 | 2.750 | 37 | 2.950 | 39 | 1,74 | 1,89 | 2,01 |
| 80 | 17 | 2.000 | 25 | 2.200 | 28 | 2.400 | 30 | 2.650 | 33 | 2.850 | 35 | 3.050 | 38 | 1,79 | 1,95 | 2,08 |
| 85 | 17 | 2.050 | 24 | 2.300 | 27 | 2.500 | 29 | 2.700 | 32 | 2.950 | 34 | 3.150 | 37 | 1,85 | 2,01 | 2,14 |

Fuente: <http://www.nutriclinicacolombia.org/web/congreso-anual/congreso-2014/2-uncategorised/207-proyecto-resolucion-rien.html>

ANEXO B
ELEMENTOS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS

| Tabla toma de datos gimnasio Universidad de América | | | | | | | | |
|---|-----------|------|------------|-----------|----------|----------------|------------|--------------------------------------|
| Nombre | Apellido | Sexo | Altura (m) | Peso (Kg) | Maquina | Hora de inicio | Hora final | Frecuencia con la que hace ejercicio |
| Carlos | Moreno | M | 1,80 | 75 | Estática | 10:25 | 10:35 | Diariamente |
| Jesica | Neira | F | 1,60 | 50 | Estática | 10:35 | 10:40 | De 2 a 3 veces semanal |
| Natalia | Bernal | F | 1,65 | 58 | Estática | 10:50 | 10:55 | De 2 a 3 veces semanal |
| Daniel | Rodríguez | M | 1,78 | 70 | Estática | 11:05 | 11:10 | 1 vez por semana |
| Julio | Rocha | M | 1,65 | 60 | Estática | 11:15 | 11:20 | Esporádicamente, casi nunca |

CARACTERÍSTICA

Pantalla: LCD de 5 dígitos grande, 18 mm.

Rango: 2,5 a 99.999 RPM.

Resolución: 0,1 RPM (2,5 a 999,9 RPM) 1 RPM (más de 1.000 RPM).

Precisión: + / - (0,05% +1 dígito).

Distancia: 50 mm a 500 mm / 2 a 20 pulgadas.

Memoria: último valor, valor Máximo y valor Mínimo.

Tamaño: 13 x 7 x 2,9 cm.

Batería de 9V

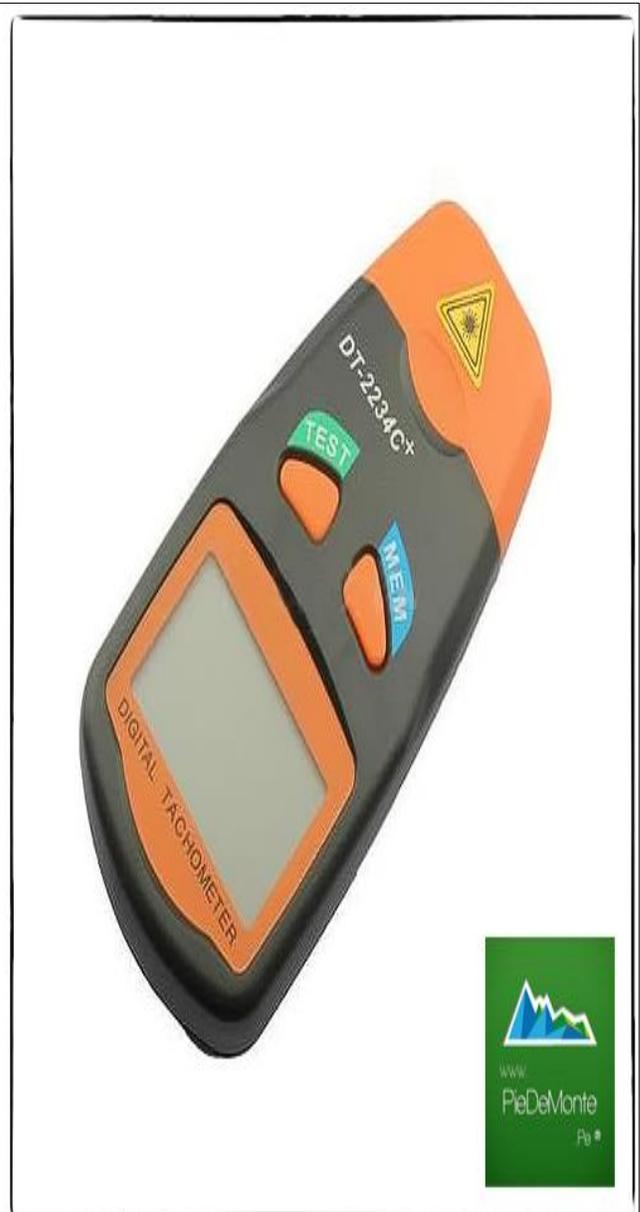
INCLUYE

1 x Tacómetro Digital foto láser.

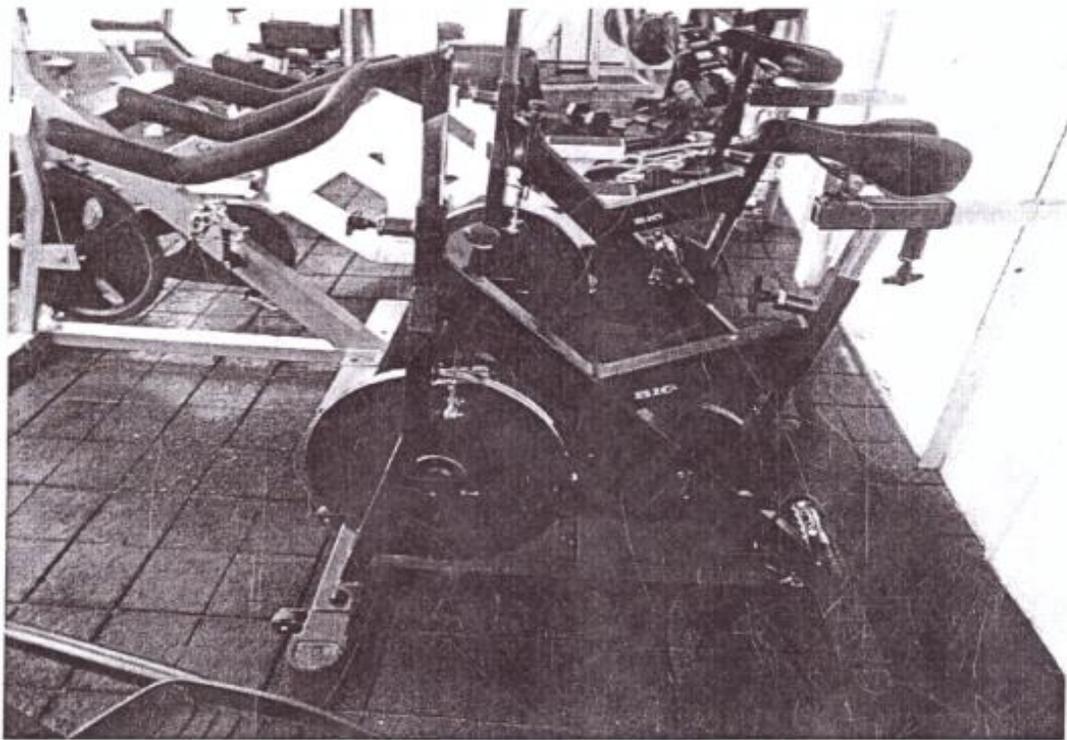
1 x Manual (inglés).

3 x bandas reflectantes aprox. 75cm.

1 x bolso de transporte de Nylon.



Fuente: <http://www.piedemonte.pe/es/termometros-y-equipos-medicion/234-tacometro-digital-foto-laser-medidor-rpm-non-contact.html>



Bicicletas Big Cycling

- Diseño compacto
- Estructura metálica de alta resistencia
- Freno de almohadilla
- Manubrio forrado en PVC
- Graduable
- Transmisión cadena
- Largo: 105
- Alto: 110
- Ancho: 50
- Peso máximo usuario: 110 Kg
- Línea: Tráfico pesado

Fuente: Universidad de America. (2015). Fichas técnicas maquinas de gimnasio. En Bienestar universitario.

FICHAS TÉCNICAS MÁQUINAS



Ficha técnica Elíptica E8600

- Color: Gris con negro
- Bicicleta elíptica ideal para tráfico pesado
- 20 niveles de resistencia
- 10 programas ajustables
- Monitor digital que indica función de tiempo, programa, velocidad, distancia, calorías y frecuencia cardíaca
- Sensores de ritmo cardíaco
- Peso máximo del usuario: 150 Kg
- Ventilador

Fuente: Universidad de America. (2015). Fichas técnicas máquinas de gimnasio. En Bienestar universitario.

ANEXO C
CATALOGO PARA ENGRANAJES

| Velocity ratio | Stock gears used in the system | | | | | | | | | | Allowable transmission torque (kgf-m) | | | | Total weight (kg) |
|----------------|--------------------------------|-------------|--------------|-----------------------|--------------|-----------|-----------|----------------|-------------|--------------|---------------------------------------|--------------------|----------------------|--------------------|-------------------|
| | Internal gears (I) | | | Planetary gears (P) | | | | Sun gear (S) | | | Sun gear T1 | | Planetary carrier T2 | | |
| | OD(mm) | Catalog No. | No. of teeth | Catalog No. | No. of teeth | Quantity | P.C.D(mm) | Equal angles | Catalog No. | No. of teeth | Bending strength | Surface durability | Bending strength | Surface durability | |
| 6 | 50 | SI0.5-60 | 60 | SS0.5-24A | 24 | 3 | 18 | 120° | SSS0.5-12 | 12 | 0.072 | 0.0003 | 0.43 | 0.013 | 0.10 |
| | 75 | SI0.8-60 | | SS0.8-24A | | | 28.8 | | SSS0.8-12 | | 0.30 | 0.0011 | 1.78 | 0.057 | 0.30 |
| | 90 | SI1-60 | | SSA1-24 | | | 36 | | SSS1-12 | | 0.58 | 0.0023 | 3.47 | 0.11 | 0.48 |
| | 130 | SI1.5-60 | | SSA1.5-24 | | | 54 | | SS1.5-12 | | 1.77 | 0.0081 | 10.7 | 0.40 | 1.20 |
| | 170 | SI2-60 | | SSA2-24 | | | 72 | | SS2-12 | | 4.21 | 0.020 | 25.2 | 0.99 | 2.66 |
| | 210 | SI2.5-60 | | SSA2.5-24 | | | 90 | | SS2.5-12 | | 8.21 | 0.040 | 49.3 | 1.98 | 5.03 |
| | 250 | SI3-60 | | SSA3-24 | | | 108 | | SS3-12 | | 14.2 | 0.070 | 85.2 | 3.49 | 8.57 |
| | 60 | SI0.5-80 | 80 | SS0.5-32A | 32 | 3 | 24 | 120° | SS0.5-16A | 16 | 0.12 | 0.0005 | 0.75 | 0.027 | 0.11 |
| | 90 | SI0.8-80 | | SS0.8-32A | | | 38.4 | | SS0.8-16A | | 0.51 | 0.0024 | 3.05 | 0.12 | 0.38 |
| | 110 | SI1-80 | | SSA1-32 | | | 48 | | SS1-16 | | 0.99 | 0.0047 | 5.96 | 0.24 | 0.57 |
| | 160 | SI1.5-80 | | SSA1.5-32 | | | 72 | | SS1.5-16 | | 3.35 | 0.026 | 20.1 | 1.32 | 1.72 |
| | 210 | SI2-80 | | SSA2-32 | | | 96 | | SS2-16 | | 7.95 | 0.064 | 47.7 | 3.22 | 3.85 |
| | 260 | SI2.5-80 | | SSA2.5-32 | | | 120 | | SS2.5-16 | | 15.5 | 0.13 | 93.2 | 6.45 | 7.33 |
| | 70 | SI0.5-100 | 100 | SS0.5-40A | 40 | 4 | 30 | 90° | SS0.5-20A | 20 | 0.23 | 0.0019 | 1.39 | 0.10 | 0.18 |
| | 105 | SI0.8-100 | | SS0.8-40A | | | 48 | | SS0.8-20A | | 0.95 | 0.0082 | 5.68 | 0.41 | 0.59 |
| | 130 | SI1-100 | | SSA1-40 | | | 60 | | SS1-20 | | 1.85 | 0.016 | 11.1 | 0.82 | 0.84 |
| | 190 | SI1.5-100 | | SSA1.5-40 | | | 90 | | SS1.5-20 | | 6.24 | 0.058 | 37.5 | 2.90 | 2.62 |
| | 250 | SI2-100 | | SSA2-40 | | | 120 | | SS2-20 | | 14.8 | 0.14 | 88.8 | 7.09 | 6.01 |
| | 60 | SI0.5-80 | | 80 | | | SS0.5-30A | | 30 | | 4 | 25 | 90° | SS0.5-20A | 20 |
| | 90 | SI0.8-80 | SS0.8-30A | | 40 | SS0.8-20A | 0.93 | 0.0050 | | 4.65 | | 0.30 | | 0.40 | |
| | 110 | SI1-80 | SSA1-30 | | 50 | SS1-20 | 1.82 | 0.010 | | 9.08 | | 0.60 | | 0.59 | |
| | 160 | SI1.5-80 | SSA1.5-30 | | 75 | SS1.5-20 | 6.13 | 0.035 | | 30.63 | | 2.13 | | 1.86 | |
| | 210 | SI2-80 | SSA2-30 | | 100 | SS2-20 | 14.5 | 0.087 | | 72.6 | | 5.21 | | 4.18 | |
| | 260 | SI2.5-80 | SSA2.5-30 | | 125 | SS2.5-20 | 28.4 | 0.17 | | 142 | | 10.4 | | 7.97 | |
| 3 | 60 | SI0.5-80 | 80 | SS0.5-20A | 20 | 4 | 30 | 90° | SS0.5-40A | 40 | 0.46 | 0.0016 | 1.39 | 0.10 | 0.13 |
| | 90 | SI0.8-80 | | SS0.8-20A | | | 48 | | SS0.8-40A | | 1.89 | 0.0068 | 5.68 | 0.41 | 0.35 |
| | 110 | SI1-80 | | SSA1-20 | | | 60 | | SS1-40 | | 3.70 | 0.014 | 11.1 | 0.82 | 0.60 |
| | 160 | SI1.5-80 | | SSA1.5-20 | | | 90 | | SS1.5-40 | | 12.5 | 0.048 | 37.5 | 2.91 | 1.77 |
| | 210 | SI2-80 | | SSA2-20 | | | 120 | | SS2-40 | | 29.6 | 0.12 | 88.8 | 7.12 | 3.93 |
| | 260 | SI2.5-80 | | SSA2.5-20 | | | 150 | | SS2.5-40 | | 57.8 | 0.24 | 173 | 14.3 | 7.47 |
| | 70 | SI0.5-100 | 100 | SS0.5-25A | 25 | 3 | 37.5 | 120° | SS0.5-50A | 50 | 0.47 | 0.0020 | 1.42 | 0.12 | 0.16 |
| | 105 | SI0.8-100 | | SS0.8-25A | | | 60 | | SS0.8-50A | | 1.94 | 0.0084 | 5.83 | 0.51 | 0.43 |
| | 130 | SI1-100 | | SSA1-25 | | | 75 | | SS1-50 | | 3.79 | 0.017 | 11.4 | 1.01 | 0.75 |
| | 190 | SI1.5-100 | | SSA1.5-25 | | | 112.5 | | SS1.5-50 | | 12.8 | 0.060 | 38.4 | 3.58 | 2.24 |
| 250 | SI2-100 | SSA2-25 | 150 | SS2-50 | 30.4 | 0.15 | 91.1 | 8.79 | 5.02 | | | | | | |

Fuente: KHK Gears. (s.f.). *KHK Stock Gears*. Recuperado el 2015-2016, de http://www.khkgears.co.jp/world/ecatalog/3013_catalog/index.html#page=1



| Specifications | |
|------------------|--|
| Precision grade | JIS grade N6 (JIS B1702-1: 1994) / JIS grade 4 (JIS B1702: 1976) |
| Gear tooth | Standard full depth |
| Pressure angle | 20° |
| Material | S45C |
| Heat treatment | --- |
| Tooth hardness | (less than 194HII) |
| Face width (E) | 25 |
| Hub width (F) | 12 |
| Total length (G) | 37 |
| Screw offset (J) | 6 |



* The precision grade of J series products is equivalent to the value shown in the table.

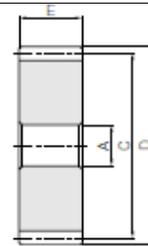
| Catalog No. | No. of tooth | Shape | Bore A _{1/2} | Pitch dia. | | | Web thickness (H) | Web O.D. (I) | Allowable torque (N·m) | | Allowable torque (kgf·m) | | Backlash (mm) | Weight (kg) |
|-------------|--------------|-------|--------------------------|---------------|-----------------|-------------------|----------------------|-----------------|------------------------|--------------------|--------------------------|--------------------|------------------|----------------|
| | | | | Hub dia. B | Pitch dia. C | Outside dia. D | | | loading strength | surface durability | loading strength | surface durability | | |
| SS2.5-12 | 12 | 51 | 12 | 23 | 30 | 35 | — | — | 31.8 | 1.77 | 3.34 | 0.18 | 0.14-0.28 | 0.15 |
| SS2.5-13 | 13 | | | 25 | 32.5 | 37.5 | | | 40.9 | 2.14 | 4.17 | 0.22 | | 0.18 |
| SS2.5-14 | 14 | | | 25 | 35 | 40 | | | 51.5 | 2.53 | 5.25 | 0.26 | | 0.20 |
| SS2.5-15 | 15 | | | 30 | 37.5 | 42.5 | | | 57.7 | 2.96 | 5.89 | 0.30 | | 0.23 |
| SS2.5-16 | 16 | | | 32 | 40 | 45 | | | 64 | 3.43 | 6.52 | 0.35 | | 0.27 |
| SS2.5-17 | 17 | | | 35 | 42.5 | 47.5 | | | 70.3 | 3.93 | 7.17 | 0.40 | | 0.32 |
| SS2.5-18 | 18 | | | 38 | 45 | 50 | | | 76.7 | 4.47 | 7.82 | 0.46 | | 0.37 |
| SS2.5-19 | 19 | | | 39 | 47.5 | 52.5 | | | 83.2 | 5.05 | 8.49 | 0.51 | | 0.41 |
| SS2.5-20 | 20 | | | 40 | 50 | 55 | | | 89.8 | 5.66 | 9.16 | 0.58 | | 0.45 |
| SS2.5-21 | 21 | | | 42 | 52.5 | 57.5 | | | 96.4 | 6.30 | 9.83 | 0.64 | | 0.50 |
| SS2.5-22 | 22 | | | 44 | 55 | 60 | | | 103 | 6.99 | 10.5 | 0.71 | | 0.56 |
| SS2.5-23 | 23 | | | 46 | 57.5 | 62.5 | | | 110 | 7.71 | 11.2 | 0.79 | | 0.61 |
| SS2.5-24 | 24 | | 48 | 60 | 65 | 117 | | | 8.47 | 11.9 | 0.86 | 0.67 | | |
| SS2.5-25 | 25 | | 50 | 62.5 | 67.5 | 124 | | | 9.26 | 12.6 | 0.94 | 0.74 | | |
| SS2.5-26 | 26 | | 55 | 65 | 70 | 130 | | | 10.1 | 13.3 | 1.03 | 0.82 | | |
| SS2.5-27 | 27 | | 60 | 67.5 | 72.5 | 137 | | | 10.9 | 14.0 | 1.11 | 0.92 | | |
| SS2.5-28 | 28 | | 60 | 70 | 75 | 144 | | | 11.7 | 14.7 | 1.20 | 0.97 | | |
| SS2.5-29 | 29 | | 62 | 72.5 | 77.5 | 151 | | | 12.6 | 15.4 | 1.29 | 1.04 | | |
| SS2.5-30 | 30 | | 65 | 75 | 80 | 159 | | | 13.6 | 16.2 | 1.39 | 1.13 | | |
| SS2.5-32 | 32 | | 70 | 80 | 85 | 173 | | | 15.6 | 17.6 | 1.59 | 1.30 | | |
| SS2.5-34 | 34 | | 85 | 90 | 90 | 187 | | | 17.7 | 19.1 | 1.80 | 1.42 | | |
| SS2.5-35 | 35 | | 87.5 | 92.5 | 92.5 | 194 | | | 18.8 | 19.8 | 1.92 | 1.49 | | |
| SS2.5-36 | 36 | | 90 | 95 | 95 | 201 | | | 20.0 | 20.5 | 2.04 | 1.56 | | |
| SS2.5-38 | 38 | | 95 | 100 | 100 | 216 | | | 22.4 | 22.0 | 2.28 | 1.66 | | |
| SS2.5-40 | 40 | 100 | 105 | 105 | 230 | 24.9 | 23.5 | 2.54 | 1.81 | | | | | |
| SS2.5-42 | 42 | 105 | 110 | 110 | 245 | 27.6 | 25.0 | 2.82 | 1.97 | | | | | |
| SS2.5-44 | 44 | 110 | 115 | 115 | 260 | 30.5 | 26.5 | 3.11 | 2.14 | | | | | |
| SS2.5-45 | 45 | 112.5 | 117.5 | 117.5 | 267 | 31.9 | 27.2 | 3.26 | 2.22 | | | | | |
| SS2.5-46 | 46 | 115 | 120 | 120 | 274 | 33.5 | 28.0 | 3.41 | 2.31 | | | | | |
| SS2.5-48 | 48 | 120 | 125 | 125 | 289 | 36.7 | 29.5 | 3.74 | 2.49 | | | | | |
| SS2.5-50 | 50 | 125 | 130 | 130 | 304 | 40.0 | 31.0 | 4.08 | 2.68 | | | | | |
| SS2.5-52 | 52 | 130 | 135 | 135 | 319 | 43.5 | 32.5 | 4.44 | 2.88 | | | | | |
| SS2.5-54 | 54 | 135 | 140 | 140 | 334 | 47.2 | 34.0 | 4.81 | 3.08 | | | | | |
| SS2.5-55 | 55 | 137.5 | 142.5 | 142.5 | 341 | 49.1 | 34.8 | 5.01 | 3.19 | | | | | |
| SS2.5-56 | 56 | 140 | 145 | 145 | 349 | 51.0 | 35.6 | 5.20 | 3.29 | | | | | |
| SS2.5-58 | 58 | 70 | 145 | 150 | 364 | 55.0 | 37.1 | 5.61 | 3.51 | | | | | |
| SS2.5-60 | 60 | 70 | 150 | 155 | 379 | 59.1 | 38.6 | 6.03 | 3.80 | | | | | |
| SS2.5-62 | 62 | 80 | 155 | 160 | 394 | 63.4 | 40.1 | 6.46 | 3.54 | | | | | |
| SS2.5-64 | 64 | 80 | 160 | 165 | 409 | 67.8 | 41.7 | 6.92 | 3.76 | | | | | |
| SS2.5-65 | 65 | 80 | 162.5 | 167.5 | 416 | 70.1 | 42.4 | 7.15 | 3.84 | | | | | |
| SS2.5-66 | 66 | 165 | 170 | 170 | 424 | 72.4 | 43.2 | 7.39 | 3.87 | | | | | |
| SS2.5-68 | 68 | 170 | 175 | 175 | 439 | 77.2 | 44.7 | 7.87 | 4.13 | | | | | |
| SS2.5-70 | 70 | 175 | 180 | 180 | 454 | 82.1 | 46.3 | 8.37 | 4.30 | | | | | |
| SS2.5-72 | 72 | 180 | 185 | 185 | 469 | 87.1 | 47.8 | 8.89 | 4.49 | | | | | |
| SS2.5-75 | 75 | 187.5 | 192.5 | 192.5 | 492 | 95.0 | 50.1 | 9.69 | 4.77 | | | | | |
| SS2.5-76 | 76 | 80 | 190 | 195 | 499 | 97.7 | 50.9 | 9.97 | 4.90 | | | | | |
| SS2.5-80 | 80 | 80 | 200 | 205 | 441 | 90.9 | 45.0 | 9.27 | 4.42 | | | | | |
| SS2.5-90 | 90 | 90 | 225 | 230 | (177) | (202) | 505 | 117 | 12.0 | 5.64 | | | | |
| SS2.5-100 | 100 | 90 | 250 | 255 | (227) | (277) | 569 | 147 | 15.0 | 6.78 | | | | |
| SS2.5-120 | 120 | 100 | 300 | 305 | (277) | (377) | 696 | 218 | 22.2 | 9.38 | | | | |

Fuente: KHK Gears. (s.f.). *KHK Stock Gears*. Recuperado el 2015-2016, de http://www.khkgears.co.jp/world/ecatalog/3013_catalog/index.html#page=1



| Specifications | |
|-----------------|---|
| Precision grade | JIS grade NB (JIS B1703-1:1996) JIS grade 4 (JIS B1702:1976) |
| Gear tooth | Standard full depth |
| Pressure angle | 20° |
| Material | S45C |
| Heat treatment | — |
| Tooth hardness | (less than 194HB) |

* The precision grade of J Series products is equivalent to the value shown in the table.



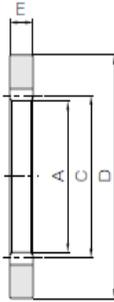
S5

| Catalog No. | No. of teeth | Shape | Bore | | Pitch dia. | | Outside dia. | | Face width E | Web thickness (H) | Web O.D. (I) | Allowable torque (N·m) | | Allowable torque (kgf·m) | | Backlash (mm) | Weight (kg) |
|-------------|--------------|-------|------|-------|------------|-------|------------------|--------------------|--------------|-------------------|--------------|------------------------|--------------------|--------------------------|------|---------------|-------------|
| | | | A | B | C | D | Bending strength | Surface durability | | | | Bending strength | Surface durability | | | | |
| SSA2-20 | 20 | S5 | 12 | — | 40 | 44 | 20 | — | — | — | — | 46.0 | 2.83 | 4.69 | 0.29 | 0.12~0.26 | 0.18 |
| SSA2-24 | 24 | | | | 48 | 52 | | | | | | 59.8 | 4.24 | 6.09 | 0.43 | | |
| SSA2-25 | 25 | | | | 50 | 54 | | | | | | 63.3 | 4.64 | 6.45 | 0.47 | | |
| SSA2-28 | 28 | | | | 56 | 60 | | | | | | 73.9 | 5.89 | 7.54 | 0.60 | | |
| SSA2-30 | 30 | | | | 60 | 64 | | | | | | 81.1 | 6.80 | 8.27 | 0.69 | | |
| SSA2-32 | 32 | | 15 | — | 64 | 68 | | | | | | 88.4 | 7.78 | 9.01 | 0.79 | 0.14~0.30 | 0.48 |
| SSA2-35 | 35 | | | | 70 | 74 | | | | | | 99.3 | 9.39 | 10.1 | 0.96 | | |
| SSA2-36 | 36 | | | | 72 | 76 | | | | | | 103 | 9.96 | 10.5 | 1.02 | | |
| SSA2-40 | 40 | | | | 80 | 84 | | | | | | 118 | 12.5 | 12.0 | 1.27 | | |
| SSA2-45 | 45 | | | | 90 | 94 | | | | | | 137 | 16.0 | 13.9 | 1.63 | | |
| SSA2-48 | 48 | 18 | — | 96 | 100 | 148 | 18.3 | 15.1 | 1.87 | 0.18~0.36 | 1.10 | | | | | | |
| SSA2-50 | 50 | | | 100 | 104 | 156 | 19.9 | 15.9 | 2.03 | | | | | | | | |
| SSA2-55 | 55 | | | 110 | 114 | 175 | 24.4 | 17.8 | 2.48 | | | | | | | | |
| SSA2-56 | 56 | | | 112 | 116 | 179 | 25.3 | 18.2 | 2.58 | | | | | | | | |
| SSA2-60 | 60 | | | 120 | 124 | 194 | 29.3 | 19.8 | 2.99 | | | | | | | | |
| SSA2-70 | 70 | | | 140 | 144 | 232 | 40.8 | 23.7 | 4.16 | | | | | | | | |
| SSA2-80 | 80 | S6 | 70 | 160 | 164 | 271 | 54.3 | 27.7 | 5.53 | 0.20~0.44 | 2.38 | | | | | | |
| SSA2-100 | 100 | | | 200 | 204 | 291 | 72.7 | 29.7 | 7.42 | | | 2.55 | | | | | |
| SSA2.5-20 | 20 | S5 | 15 | — | 50 | 55 | 25 | — | — | — | — | 89.8 | 5.66 | 9.16 | 0.58 | 0.14~0.28 | 0.35 |
| SSA2.5-24 | 24 | | | | 60 | 65 | | | | | | 117 | 8.47 | 11.9 | 0.86 | | |
| SSA2.5-25 | 25 | | | | 62.5 | 67.5 | | | | | | 124 | 9.26 | 12.6 | 0.94 | | |
| SSA2.5-28 | 28 | | | | 70 | 75 | | | | | | 144 | 11.7 | 14.7 | 1.20 | | |
| SSA2.5-30 | 30 | | | | 75 | 80 | | | | | | 159 | 13.6 | 16.2 | 1.39 | | |
| SSA2.5-32 | 32 | | 18 | — | 80 | 85 | | | | | | 173 | 15.6 | 17.6 | 1.59 | 0.16~0.34 | 0.94 |
| SSA2.5-35 | 35 | | | | 87.5 | 92.5 | | | | | | 194 | 18.8 | 19.8 | 1.92 | | |
| SSA2.5-36 | 36 | | | | 90 | 95 | | | | | | 201 | 20.0 | 20.5 | 2.04 | | |
| SSA2.5-40 | 40 | | | | 100 | 105 | | | | | | 230 | 24.9 | 23.5 | 2.54 | | |
| SSA2.5-45 | 45 | | | | 112.5 | 117.5 | | | | | | 267 | 31.9 | 27.2 | 3.26 | | |
| SSA2.5-48 | 48 | 22 | — | 120 | 125 | 289 | 36.7 | 29.5 | 3.74 | 0.18~0.40 | 2.14 | | | | | | |
| SSA2.5-50 | 50 | | | 125 | 130 | 304 | 40.0 | 31.0 | 4.08 | | | | | | | | |
| SSA2.5-55 | 55 | | | 137.5 | 142.5 | 341 | 49.1 | 34.8 | 5.01 | | | | | | | | |
| SSA2.5-56 | 56 | | | 140 | 145 | 349 | 51.0 | 35.6 | 5.20 | | | | | | | | |
| SSA2.5-60 | 60 | | | 70 | 150 | 379 | 59.1 | 38.6 | 6.03 | | | | | | | | |
| SSA2.5-70 | 70 | | | S6 | 80 | 175 | 180 | 454 | 82.1 | | | 46.3 | 8.37 | 3.89 | | | |
| SSA2.5-80 | 80 | 200 | 205 | | | 515 | 101.5 | 55.5 | 10.15 | 4.99 | | | | | | | |

Fuente: KHK Gears. (s.f.). *KHK Stock Gears*. Recuperado el 2015-2016, de http://www.khkgears.co.jp/world/ecatalog/3013_catalog/index.html#page=1



| Specifications | |
|-----------------|---|
| Precision grade | JIS grade N8 (JIS B1702-1: 1998) * JIS grade 4 (JIS B1702: 1976) |
| Gear teeth | Standard full depth |
| Pressure angle | 20° |
| Material | S45C |
| Heat treatment | — |
| Tooth hardness | less than 194HB |



T1

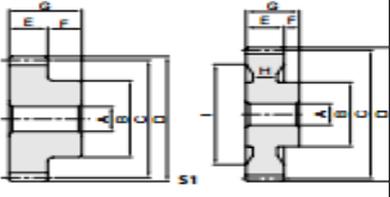
* The precision grade of products with a module of less than 0.8 is equivalent to the value shown in the table.

| Catalog No. <small>New items indicated in blue letters.</small> | Module | No. of teeth | Shape | Internal dia. | Pitch dia. | Outside dia. | Face width | Allowable torque (N·m) | | Allowable torque (kgf·m) | | Backlash (mm) | Weight (kg) |
|--|-------------|--------------|-------|---------------|------------|--------------|------------|------------------------|--------------------|--------------------------|--------------------|---------------|-------------|
| | | | | A | C | D | E | Bending strength | Surface durability | Bending strength | Surface durability | | |
| SI0.5-60 | m0.5 | 60 | T1 | 29 | 30 | 50 | 5 | 3.75 | 0.67 | 0.38 | 0.07 | 0.04~0.15 | 0.049 |
| SI0.5-80 | | 80 | T1 | 39 | 40 | 60 | 5 | 4.85 | 0.75 | 0.49 | 0.08 | 0.04~0.15 | 0.062 |
| SI0.5-100 | | 100 | T1 | 49 | 50 | 70 | 5 | 5.97 | 0.87 | 0.61 | 0.09 | 0.04~0.15 | 0.074 |
| SI0.8-60 | m0.8 | 60 | T1 | 46.4 | 48 | 75 | 8 | 15.4 | 2.87 | 1.57 | 0.29 | 0.05~0.16 | 0.16 |
| SI0.8-80 | | 80 | T1 | 62.4 | 64 | 90 | 8 | 19.9 | 3.24 | 2.03 | 0.33 | 0.05~0.16 | 0.20 |
| SI0.8-100 | | 100 | T1 | 78.4 | 80 | 105 | 8 | 24.5 | 3.75 | 2.50 | 0.38 | 0.05~0.16 | 0.23 |
| SI1-60 | m1 | 60 | T1 | 58 | 60 | 90 | 10 | 30.0 | 5.95 | 3.06 | 0.61 | 0.10~0.22 | 0.28 |
| SI1-80 | | 80 | T1 | 78 | 80 | 110 | 10 | 38.8 | 6.59 | 3.96 | 0.67 | 0.10~0.22 | 0.35 |
| SI1-100 | | 100 | T1 | 98 | 100 | 130 | 10 | 47.8 | 7.64 | 4.87 | 0.78 | 0.12~0.25 | 0.43 |
| SI1.5-50 | m1.5 | 50 | T1 | 72 | 75 | 115 | 15 | 87.1 | 20.9 | 8.88 | 2.13 | 0.13~0.29 | 0.70 |
| SI1.5-60 | | 60 | T1 | 87 | 90 | 130 | 15 | 101 | 20.6 | 10.3 | 2.10 | 0.13~0.29 | 0.81 |
| SI1.5-80 | | 80 | T1 | 117 | 120 | 160 | 15 | 131 | 23.3 | 13.4 | 2.38 | 0.13~0.29 | 1.04 |
| SI1.5-100 | | 100 | T1 | 147 | 150 | 190 | 15 | 161 | 27.0 | 16.5 | 2.75 | 0.15~0.32 | 1.26 |
| SI2-50 | m2 | 50 | T1 | 96 | 100 | 150 | 20 | 206 | 50.3 | 21.0 | 5.13 | 0.16~0.33 | 1.54 |
| SI2-60 | | 60 | T1 | 116 | 120 | 170 | 20 | 240 | 50.5 | 24.5 | 5.15 | 0.16~0.33 | 1.79 |
| SI2-80 | | 80 | T1 | 156 | 160 | 210 | 20 | 311 | 57.0 | 31.7 | 5.81 | 0.16~0.33 | 2.28 |
| SI2-100 | | 100 | T1 | 196 | 200 | 250 | 20 | 382 | 65.7 | 39.0 | 6.70 | 0.17~0.37 | 2.77 |
| SI2.5-50 | m2.5 | 50 | T1 | 120 | 125 | 185 | 25 | 403 | 101 | 41.1 | 10.3 | 0.17~0.37 | 2.87 |
| SI2.5-60 | | 60 | T1 | 145 | 150 | 210 | 25 | 469 | 101 | 47.8 | 10.3 | 0.17~0.37 | 3.33 |
| SI2.5-80 | | 80 | T1 | 195 | 200 | 260 | 25 | 607 | 114 | 61.9 | 11.6 | 0.17~0.37 | 4.25 |
| SI3-50 | m3 | 50 | T1 | 144 | 150 | 220 | 30 | 697 | 178 | 71.0 | 18.1 | 0.19~0.41 | 4.79 |
| SI3-60 | | 60 | T1 | 174 | 180 | 250 | 30 | 811 | 178 | 82.7 | 18.2 | 0.19~0.41 | 5.57 |

Fuente: KHK Gears. (s.f.). *KHK Stock Gears*. Recuperado el 2015-2016, de http://www.khkgears.co.jp/world/ecatalog/3013_catalog/index.html#page=1



| Specifications | |
|------------------|---|
| Precision grade | JIS grade NB (JIS B1700: t=mm) * JIS grade 4 (JIS B1700: 1976) |
| Gear teeth | Standard full depth |
| Pressure angle | 20° |
| Material | S45C |
| Heat treatment | — |
| Tooth hardness | (less than 194HB) |
| Face width (E) | 20 |
| Hub width (F) | 10 |
| Total length (G) | 30 |
| Screw offset (A) | S |



* The precision grade of J Series products is equivalent to the value shown in the table.

| Catalog No. | No. of teeth | Shape | Bore | | Hub dia. | Pitch dia. | Outside dia. | Web thickness | Web O.D. | Allowable torque (N·m) | | Allowable torque (kgf·m) | | Backlash (mm) | Weight (kg) |
|-------------|--------------|-------|------|-----|----------|------------|--------------|---------------|----------|------------------------|--------------------|--------------------------|--------------------|---------------|-------------|
| | | | Aver | B | | | | | | Bending strength | Surface durability | Bending strength | Surface durability | | |
| SS2-12 | 12 | S1 | 10 | 18 | 24 | 28 | — | — | 16.3 | 0.88 | 1.66 | 0.090 | 0.12~0.26 | 0.07 | |
| SS2-13 | 13 | | | 20 | 26 | 30 | | | 21.0 | 1.07 | 2.14 | 0.11 | | | |
| SS2-14 | 14 | | | 20 | 28 | 32 | | | 26.3 | 1.26 | 2.69 | 0.13 | | | |
| SS2-15 | 15 | | | 24 | 30 | 34 | | | 29.6 | 1.48 | 3.01 | 0.15 | | | |
| SS2-16 | 16 | | | 26 | 32 | 36 | | | 32.7 | 1.71 | 3.34 | 0.17 | | | |
| SS2-17 | 17 | | | 28 | 34 | 38 | | | 36.0 | 1.96 | 3.67 | 0.20 | | | |
| SS2-18 | 18 | | 30 | 36 | 40 | 39.3 | | | 2.23 | 4.01 | 0.23 | | | | |
| SS2-19 | 19 | | 31 | 38 | 42 | 42.6 | | | 2.52 | 4.35 | 0.26 | | | | |
| SS2-20 | 20 | | 32 | 40 | 44 | 46.0 | | | 2.83 | 4.69 | 0.29 | | | | |
| SS2-21 | 21 | | 34 | 42 | 46 | 49.4 | | | 3.15 | 5.04 | 0.32 | | | | |
| SS2-22 | 22 | | 36 | 44 | 48 | 52.8 | | | 3.50 | 5.39 | 0.36 | | | | |
| SS2-23 | 23 | | 37 | 46 | 50 | 56.3 | | | 3.86 | 5.74 | 0.39 | | | | |
| SS2-24 | 24 | | 38 | 48 | 52 | 59.8 | | | 4.24 | 6.09 | 0.43 | | | | |
| SS2-25 | 25 | | 40 | 50 | 54 | 63.3 | | | 4.64 | 6.45 | 0.47 | | | | |
| SS2-26 | 26 | | 42 | 52 | 56 | 66.8 | | | 5.04 | 6.81 | 0.51 | | | | |
| SS2-27 | 27 | | 45 | 54 | 58 | 70.4 | | | 5.45 | 7.17 | 0.56 | | | | |
| SS2-28 | 28 | | 45 | 56 | 60 | 73.9 | | | 5.89 | 7.54 | 0.60 | | | | |
| SS2-29 | 29 | | 47 | 58 | 62 | 77.5 | | | 6.33 | 7.91 | 0.65 | | | | |
| SS2-30 | 30 | | 50 | 60 | 64 | 81.1 | | | 6.80 | 8.27 | 0.69 | | | | |
| SS2-32 | 32 | | 50 | 64 | 68 | 88.4 | | | 7.78 | 9.01 | 0.79 | | | | |
| SS2-34 | 34 | | 50 | 68 | 72 | 95.7 | | | 8.84 | 9.76 | 0.90 | | | | |
| SS2-35 | 35 | 52 | 70 | 74 | 99.3 | 9.39 | 10.1 | 0.96 | | | | | | | |
| SS2-36 | 36 | 55 | 72 | 76 | 103 | 9.96 | 10.5 | 1.02 | | | | | | | |
| SS2-38 | 38 | 55 | 76 | 80 | 111 | 11.2 | 11.3 | 1.14 | | | | | | | |
| SS2-40 | 40 | 55 | 80 | 84 | 118 | 12.5 | 12.0 | 1.27 | | | | | | | |
| SS2-42 | 42 | 84 | 84 | 88 | 125 | 13.8 | 12.8 | 1.41 | | | | | | | |
| SS2-44 | 44 | 88 | 92 | 96 | 133 | 15.2 | 13.6 | 1.55 | | | | | | | |
| SS2-45 | 45 | 90 | 94 | 98 | 137 | 16.0 | 13.9 | 1.63 | | | | | | | |
| SS2-46 | 46 | 92 | 96 | 100 | 140 | 16.7 | 14.3 | 1.71 | | | | | | | |
| SS2-48 | 48 | 96 | 100 | 104 | 148 | 18.3 | 15.1 | 1.87 | | | | | | | |
| SS2-50 | 50 | 100 | 104 | 108 | 156 | 19.9 | 15.9 | 2.03 | | | | | | | |
| SS2-52 | 52 | 104 | 108 | 112 | 163 | 21.7 | 16.6 | 2.21 | | | | | | | |
| SS2-54 | 54 | 108 | 112 | 116 | 171 | 23.4 | 17.4 | 2.39 | | | | | | | |
| SS2-55 | 55 | 110 | 114 | 118 | 175 | 24.4 | 17.8 | 2.48 | | | | | | | |
| SS2-56 | 56 | 112 | 116 | 120 | 179 | 25.3 | 18.2 | 2.58 | | | | | | | |
| SS2-58 | 58 | 116 | 120 | 124 | 186 | 27.3 | 19.0 | 2.78 | | | | | | | |
| SS2-60 | 60 | 120 | 124 | 128 | 194 | 29.3 | 19.8 | 2.99 | | | | | | | |
| SS2-62 | 62 | 124 | 128 | 132 | 202 | 31.5 | 20.6 | 3.21 | | | | | | | |
| SS2-64 | 64 | 128 | 132 | 136 | 209 | 33.7 | 21.3 | 3.44 | | | | | | | |
| SS2-65 | 65 | 130 | 134 | 138 | 213 | 34.8 | 21.7 | 3.55 | | | | | | | |
| SS2-66 | 66 | 132 | 136 | 140 | 217 | 36.0 | 22.1 | 3.67 | | | | | | | |
| SS2-68 | 68 | 136 | 140 | 144 | 225 | 38.4 | 22.9 | 3.91 | | | | | | | |
| SS2-70 | 70 | 140 | 144 | 148 | 232 | 40.8 | 23.7 | 4.16 | | | | | | | |
| SS2-72 | 72 | 144 | 148 | 152 | 240 | 43.3 | 24.5 | 4.42 | | | | | | | |
| SS2-75 | 75 | 150 | 154 | 158 | 252 | 47.3 | 25.7 | 4.82 | | | | | | | |
| SS2-76 | 76 | 60 | 152 | 156 | 256 | 48.6 | 26.1 | 4.96 | | | | | | | |
| SS2-80 | 80 | 60 | 160 | 164 | 271 | 54.3 | 27.7 | 5.53 | | | | | | | |
| SS2-84 | 84 | 70 | 168 | 172 | 287 | 60.2 | 29.2 | 6.14 | | | | | | | |
| SS2-85 | 85 | 70 | 170 | 174 | 291 | 61.7 | 29.6 | 6.30 | | | | | | | |
| SS2-88 | 88 | 70 | 176 | 180 | 302 | 66.5 | 30.8 | 6.78 | | | | | | | |
| SS2-90 | 90 | 70 | 180 | 184 | 310 | 69.7 | 31.6 | 7.11 | | | | | | | |
| SS2-95 | 95 | 70 | 190 | 194 | 330 | 78.2 | 33.6 | 7.97 | | | | | | | |
| SS2-100 | 100 | 70 | 200 | 204 | 357 | 91.7 | 39.7 | 9.42 | | | | | | | |
| SS2-120 | 120 | 90 | 240 | 244 | 455 | 118 | 49.4 | 12.7 | | | | | | | |
| SS2-150 | 150 | 120 | 300 | 304 | 186 | 74.4 | 57.4 | 14.5 | | | | | | | |

Fuente: KHK Gears. (s.f.). *KHK Stock Gears*. Recuperado el 2015-2016, de http://www.khkgears.co.jp/world/ecatalog/3013_catalog/index.html#page=1

ANEXO D
CATALOGO Y TABLAS PARA MECANISMO PIÑON-CADENA

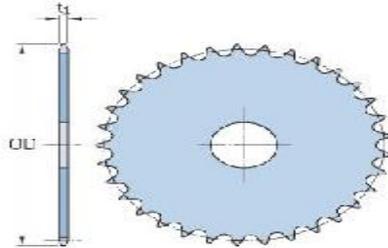
TABLA 7-6 Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 60

| Núm. de dientes | 0.750 pulgadas de paso | | | | Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------|--|------|------|------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|------|------|--|--|--|
| | 10 | 25 | 50 | 100 | 120 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | | | |
| 11 | 0.19 | 0.46 | 0.89 | 1.72 | 2.05 | 3.35 | 4.95 | 6.52 | 8.08 | 9.63 | 12.69 | 15.58 | 11.85 | 9.41 | 7.70 | 6.45 | 5.51 | 3.94 | 3.00 | 2.38 | 1.95 | 1.63 | 1.39 | 1.21 | 0.00 | | | |
| 12 | 0.21 | 0.50 | 0.97 | 1.88 | 2.24 | 3.66 | 5.40 | 7.12 | 8.82 | 10.51 | 13.85 | 17.15 | 13.51 | 10.72 | 8.77 | 7.35 | 6.28 | 4.49 | 3.42 | 2.71 | 2.22 | 1.86 | 1.59 | 1.38 | 0.00 | | | |
| 13 | 0.22 | 0.54 | 1.05 | 2.04 | 2.43 | 3.96 | 5.85 | 7.71 | 9.55 | 11.38 | 15.00 | 18.58 | 15.23 | 12.08 | 9.89 | 8.29 | 7.08 | 5.06 | 3.85 | 3.06 | 2.50 | 2.10 | 1.79 | 0.00 | | | | |
| 14 | 0.24 | 0.58 | 1.13 | 2.19 | 2.61 | 4.27 | 6.30 | 8.30 | 10.29 | 12.26 | 16.15 | 20.01 | 17.02 | 13.51 | 11.05 | 9.26 | 7.91 | 5.66 | 4.31 | 3.42 | 2.80 | 2.34 | 0.41 | 0.00 | | | | |
| 15 | 0.26 | 0.62 | 1.21 | 2.35 | 2.80 | 4.57 | 6.75 | 8.90 | 11.02 | 13.13 | 17.31 | 21.44 | 18.87 | 14.98 | 12.26 | 10.27 | 8.77 | 6.28 | 4.77 | 3.79 | 3.10 | 2.60 | 0.00 | | | | | |
| 16 | 0.27 | 0.66 | 1.29 | 2.51 | 2.99 | 4.88 | 7.20 | 9.49 | 11.76 | 14.01 | 18.46 | 22.87 | 20.79 | 16.50 | 13.51 | 11.32 | 9.66 | 6.91 | 5.26 | 4.17 | 3.42 | 1.78 | 0.00 | | | | | |
| 17 | 0.29 | 0.70 | 1.37 | 2.66 | 3.17 | 5.18 | 7.65 | 10.08 | 12.49 | 14.88 | 19.62 | 24.30 | 22.77 | 18.07 | 14.79 | 12.40 | 10.58 | 7.57 | 5.76 | 4.57 | 3.74 | 0.00 | | | | | | |
| 18 | 0.31 | 0.75 | 1.45 | 2.82 | 3.36 | 5.49 | 8.10 | 10.68 | 13.23 | 15.76 | 20.77 | 25.73 | 24.81 | 19.69 | 16.11 | 13.51 | 11.53 | 8.25 | 6.28 | 4.98 | 4.08 | 0.00 | | | | | | |
| 19 | 0.33 | 0.79 | 1.53 | 2.98 | 3.55 | 5.79 | 8.55 | 11.27 | 13.96 | 16.63 | 21.92 | 27.16 | 26.91 | 21.35 | 17.48 | 14.65 | 12.50 | 8.95 | 6.81 | 5.40 | 0.20 | 0.00 | | | | | | |
| 20 | 0.34 | 0.83 | 1.61 | 3.13 | 3.73 | 6.10 | 9.00 | 11.86 | 14.70 | 17.51 | 23.08 | 28.59 | 29.06 | 23.06 | 18.87 | 15.82 | 13.51 | 9.66 | 7.35 | 5.83 | 0.00 | | | | | | | |
| 21 | 0.36 | 0.87 | 1.69 | 3.29 | 3.92 | 6.40 | 9.45 | 12.46 | 15.43 | 18.38 | 24.23 | 30.02 | 31.26 | 24.81 | 20.31 | 17.02 | 14.53 | 10.40 | 7.91 | 6.28 | 0.00 | | | | | | | |
| 22 | 0.38 | 0.91 | 1.77 | 3.45 | 4.11 | 6.71 | 9.90 | 13.05 | 16.17 | 19.26 | 25.39 | 31.45 | 33.52 | 26.60 | 21.77 | 18.25 | 15.58 | 11.15 | 8.48 | 0.00 | | | | | | | | |
| 23 | 0.40 | 0.95 | 1.85 | 3.61 | 4.29 | 7.01 | 10.35 | 13.64 | 16.90 | 20.13 | 26.54 | 32.88 | 35.84 | 28.44 | 23.28 | 19.51 | 16.66 | 11.92 | 9.07 | 0.00 | | | | | | | | |
| 24 | 0.41 | 0.99 | 1.93 | 3.76 | 4.48 | 7.32 | 10.80 | 14.24 | 17.64 | 21.01 | 27.69 | 34.31 | 38.20 | 30.31 | 24.81 | 20.79 | 17.75 | 12.70 | 9.66 | 0.00 | | | | | | | | |
| 25 | 0.43 | 1.04 | 2.01 | 3.92 | 4.67 | 7.62 | 11.25 | 14.83 | 18.37 | 21.89 | 28.85 | 35.74 | 40.61 | 32.23 | 26.38 | 22.11 | 18.67 | 13.51 | 10.27 | 0.00 | | | | | | | | |
| 26 | 0.45 | 1.08 | 2.09 | 4.08 | 4.85 | 7.93 | 11.70 | 15.42 | 19.11 | 22.76 | 30.00 | 37.17 | 43.07 | 34.18 | 27.98 | 23.44 | 20.02 | 14.32 | 10.90 | 0.00 | | | | | | | | |
| 28 | 0.48 | 1.16 | 2.26 | 4.39 | 5.23 | 8.54 | 12.60 | 16.61 | 20.58 | 24.51 | 32.31 | 40.03 | 47.68 | 38.20 | 31.26 | 26.20 | 22.37 | 16.01 | 0.00 | | | | | | | | | |
| 30 | 0.52 | 1.24 | 2.42 | 4.70 | 5.60 | 9.15 | 13.50 | 17.79 | 22.05 | 26.26 | 34.62 | 42.89 | 51.09 | 42.36 | 34.67 | 29.06 | 24.81 | 17.75 | 0.00 | | | | | | | | | |
| 32 | 0.55 | 1.33 | 2.58 | 5.02 | 5.98 | 9.76 | 14.40 | 18.98 | 23.52 | 28.01 | 36.92 | 45.75 | 54.50 | 46.67 | 38.20 | 32.01 | 27.33 | 19.56 | 0.00 | | | | | | | | | |
| 35 | 0.60 | 1.45 | 2.82 | 5.49 | 6.54 | 10.67 | 15.75 | 20.76 | 25.72 | 30.64 | 40.39 | 50.03 | 59.60 | 53.38 | 43.69 | 36.62 | 31.36 | 1.35 | 0.00 | | | | | | | | | |
| 40 | 0.69 | 1.66 | 3.22 | 6.27 | 7.47 | 12.20 | 18.00 | 23.73 | 29.39 | 35.02 | 46.16 | 57.18 | 68.12 | 65.22 | 53.38 | 44.74 | 38.20 | 0.00 | | | | | | | | | | |
| 45 | 0.77 | 1.86 | 3.63 | 7.05 | 8.40 | 13.72 | 20.25 | 26.69 | 33.07 | 38.39 | 51.92 | 64.33 | 76.63 | 77.83 | 63.70 | 53.38 | 12.45 | 0.00 | | | | | | | | | | |
| | Tipo A | | | | Tipo B | | | | | | | | Tipo C | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Tipo A: Lubricación manual o por goteo | | | | Tipo B: Lubricación en baño o con disco | | | | | | | | Tipo C: Lubricación con chorro de aceite | | | | | | | | | | | | | | | |

Fuente: American Chain Association, Naples, FL.

Fuente: Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Mexico: Pearson.

PHS 60-1A17



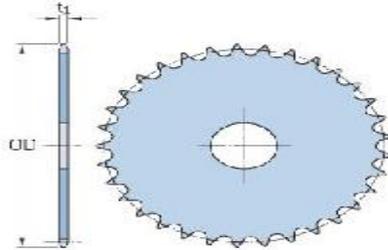
| | |
|----------------------|------|
| Paso P (in) | 0.75 |
| Cantidad de dientes | 17 |
| Diámetro (in) | 4.46 |
| Orificio mínimo (in) | - |
| Orificio mínimo (in) | - |
| Cubo H (in) | - |
| Cubo L (in) | - |
| Peso (lbs) | 1.44 |

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

Fuente: SKF. (s.f.). *SKF Lideres en tecnologia de rodamientos*. Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

PHS 60-1A32



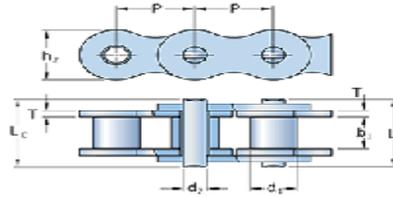
| | |
|----------------------|------|
| Paso P (in) | 0.75 |
| Cantidad de dientes | 32 |
| Diámetro (in) | 8.07 |
| Orificio mínimo (in) | - |
| Orificio mínimo (in) | - |
| Cubo H (in) | - |
| Cubo L (in) | - |
| Peso (lbs) | 5.52 |

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

Fuente: SKF. *SKF Líderes en tecnología de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

PHC 60-1X10FT



| | |
|---|-------|
| Paso P (mm) | 19.05 |
| Diámetro del rodillo d1 máx (mm) | 11.91 |
| Distancia entre placas interiores b1 min (mm) | 12.57 |
| Diámetro del pasador d2 max (mm) | 5.94 |
| Altura de la placa h2 max (mm) | 18 |
| Espesor de la placa T max (mm) | 2.42 |
| Peso (kg/m) | 1.5 |

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

Fuente: SKF. *SKF Líderes en tecnología de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

ANEXO E
CATALOGO PARA FRENOS Y EMBRAGUES

ID MATERIAL: 37
 REVISION: ANTIQ
 REVISION: 5
 DATE: 23/05/2014

FRICION MATERIAL:

G-13

> DESCRIPTION

G_13 is a very rigid clutch facing which is suitable for oil immersion work. Reinforced with glass fibre, spiral yarns and a good percentage of resin in the structure.

> MATERIAL TABLE

| PROPERTY | Value | Unit |
|---|-----------|----------------------|
| > FRICTION PROPERTIES | | |
| Dynamic Friction Coefficient (@79N, 7m/s) | 0.40±0.05 | μ |
| Wear Rate (@79N, 7m/s) | 60±10 | mm ³ /kwh |
| T2 Fading (@100N, 11.3m/s) | 260±10 | RC |
| > PHYSICAL PROPERTIES | | |
| Hardness (DIN53505) | 80±5 | Shore-D |
| Specific Gravity (ASTM D792-91) | 1.85±0.05 | gr/cm ³ |
| > MECHANICAL PROPERTIES | | |
| Compressive Strength (UNE 53205) | 120±10 | N/mm ² |
| Burst Resistant (200 x 137 x 3,5)@200 RC | 10500±100 | RPM |
| > RECOMMENDED WORKING VALUES | | |
| T2 Max. Continuous Operation | 250 | RC |
| T2 Max. Intermittent Operation | 350 | RC |

MATERIAL TYPE Woven yarn friction material

APPEARANCE



FORMATS



APPLICATIONS

- Industrial clutches

OIL RESISTANT

Yes

RECOMMENDED ADHESIVE

Thermosetting adhesive

PRICE LEVEL

€ €

REACH

Compliance

RoHS 2011/65/EU

Compliance

> LEGEND



Discs



Sheets

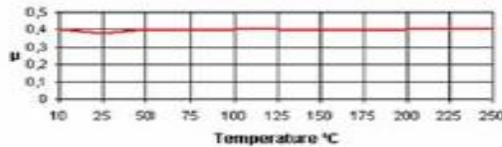


Finished Parts



Bonded

Friction coefficient (μ) vs Temperature (°C) @200psi 7m/s



Barril del molino S/N - E 06330
 Sant Cebadi de Vallalta (Barcelona) - Spain

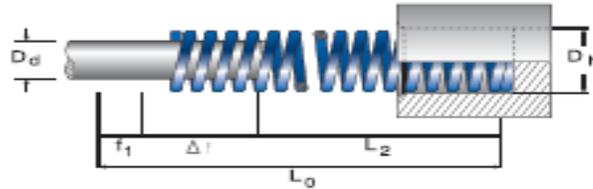
www.frenosSauleda.com
 sauleda@frenosSauleda.com

Tel: (+34) 93 783 11 20
 Fax: (+34) 93 783 10 81

Fuente: Frenos Sauleda s.a. *Frenos Sauleda s.a science friction*. Recuperado el 2016, de <http://www.frenosSauleda.com/>

Resortes de carga media - Serie B

B



| Dh b x h mm | Dd mm | L0 mm | N° de Catálogo | R N/mm | A | | B | | C | | D | |
|-------------------|------------|------------|-------------------|-----------|--------|--------|--------|----------|-------|------|-------|------|
| | | | | | 25% L0 | 30% L0 | 30% L0 | 37.5% L0 | f1 | mm | | |
| 10 | 5 | 25 | B 10 - 025 | 16,0 | 101 | 6,3 | 120 | 7,5 | 150 | 9,4 | 163 | 10,2 |
| | | 32 | B 10 - 032 | 13,0 | 104 | 8,0 | 125 | 9,6 | 156 | 12,0 | 185 | 14,2 |
| | | 38 | B 10 - 038 | 11,9 | 113 | 9,5 | 136 | 11,4 | 170 | 14,3 | 200 | 16,8 |
| | | 44 | B 10 - 044 | 10,3 | 113 | 11,0 | 136 | 13,2 | 170 | 16,5 | 200 | 19,4 |
| | | 51 | B 10 - 051 | 8,9 | 114 | 12,8 | 136 | 15,3 | 170 | 19,1 | 208 | 23,4 |
| | | 64 | B 10 - 064 | 7,5 | 120 | 16,0 | 144 | 19,2 | 180 | 24,0 | 212 | 28,2 |
| | | 76 | B 10 - 076 | 5,3 | 101 | 19,0 | 121 | 22,8 | 151 | 28,5 | 181 | 34,2 |
| 1,9 x 1,3 | 305 | B 10 - 305 | 1,6 | 122 | 76,3 | 146 | 91,5 | 183 | 114,4 | 214 | 133,8 | |
| 12,5 | 6,3 | 25 | B 13 - 025 | 30,0 | 189 | 6,3 | 225 | 7,5 | 282 | 9,4 | 357 | 11,9 |
| | | 32 | B 13 - 032 | 24,8 | 198 | 8,0 | 238 | 9,6 | 298 | 12,0 | 402 | 16,2 |
| | | 38 | B 13 - 038 | 21,4 | 203 | 9,5 | 244 | 11,4 | 306 | 14,3 | 400 | 18,7 |
| | | 44 | B 13 - 044 | 18,5 | 204 | 11,0 | 244 | 13,2 | 305 | 16,5 | 394 | 21,3 |
| | | 51 | B 13 - 051 | 15,5 | 198 | 12,8 | 237 | 15,3 | 296 | 19,1 | 397 | 25,6 |
| | | 64 | B 13 - 064 | 12,1 | 194 | 16,0 | 232 | 19,2 | 290 | 24,0 | 392 | 32,4 |
| | | 76 | B 13 - 076 | 10,2 | 194 | 19,0 | 233 | 22,8 | 291 | 28,5 | 398 | 39,0 |
| 89 | B 13 - 089 | 8,4 | 187 | 22,3 | 224 | 26,7 | 281 | 33,4 | 388 | 45,9 | | |
| 102 | B 13 - 102 | 6,3 | 161 | 25,5 | 193 | 30,6 | 241 | 38,3 | 329 | 52,3 | | |
| 2,5 x 1,5 | 305 | B 13 - 305 | 2,1 | 160 | 76,3 | 192 | 91,5 | 240 | 114,4 | 320 | 152,5 | |
| 16 | 8 | 25 | B 16 - 025 | 49,4 | 311 | 6,3 | 371 | 7,5 | 464 | 9,4 | 519 | 10,5 |
| | | 32 | B 16 - 032 | 37,1 | 297 | 8,0 | 358 | 9,6 | 445 | 12,0 | 490 | 13,2 |
| | | 38 | B 16 - 038 | 33,9 | 322 | 9,5 | 388 | 11,4 | 485 | 14,3 | 583 | 17,2 |
| | | 44 | B 16 - 044 | 30,0 | 330 | 11,0 | 396 | 13,2 | 495 | 16,5 | 582 | 19,4 |
| | | 51 | B 16 - 051 | 26,4 | 338 | 12,8 | 404 | 15,3 | 504 | 19,1 | 639 | 24,2 |
| | | 64 | B 16 - 064 | 20,5 | 328 | 16,0 | 394 | 19,2 | 492 | 24,0 | 599 | 29,2 |
| | | 76 | B 16 - 076 | 17,8 | 338 | 19,0 | 406 | 22,8 | 507 | 28,5 | 646 | 36,3 |
| 89 | B 16 - 089 | 15,2 | 339 | 22,3 | 406 | 26,7 | 508 | 33,4 | 634 | 41,7 | | |
| 102 | B 16 - 102 | 13,5 | 344 | 25,5 | 413 | 30,6 | 517 | 38,3 | 660 | 48,9 | | |
| 115 | B 16 - 115 | 11,8 | 340 | 28,8 | 407 | 34,5 | 509 | 43,1 | 627 | 53,1 | | |
| 3,2 x 2,0 | 305 | B 16 - 305 | 4,8 | 366 | 76,3 | 439 | 91,5 | 549 | 114,4 | 680 | 141,6 | |
| 20 | 10 | 25 | B 20 - 025 | 98,0 | 617 | 6,3 | 735 | 7,5 | 921 | 9,4 | 1029 | 10,5 |
| | | 32 | B 20 - 032 | 72,6 | 581 | 8,0 | 697 | 9,6 | 871 | 12,0 | 1009 | 13,9 |
| | | 38 | B 20 - 038 | 66,0 | 632 | 9,5 | 638 | 11,4 | 801 | 14,3 | 930 | 16,6 |
| | | 44 | B 20 - 044 | 47,5 | 523 | 11,0 | 627 | 13,2 | 784 | 16,5 | 893 | 18,8 |
| | | 51 | B 20 - 051 | 41,7 | 534 | 12,8 | 638 | 15,3 | 796 | 19,1 | 963 | 23,1 |
| | | 64 | B 20 - 064 | 32,3 | 517 | 16,0 | 620 | 19,2 | 775 | 24,0 | 888 | 27,5 |
| | | 76 | B 20 - 076 | 25,1 | 477 | 19,0 | 572 | 22,8 | 715 | 28,5 | 848 | 33,8 |
| | | 89 | B 20 - 089 | 22,0 | 491 | 22,3 | 587 | 26,7 | 735 | 33,4 | 873 | 39,7 |
| | | 102 | B 20 - 102 | 19,6 | 505 | 25,5 | 606 | 30,6 | 758 | 38,3 | 937 | 47,3 |
| | | 115 | B 20 - 115 | 18,1 | 521 | 28,8 | 624 | 34,5 | 780 | 43,1 | 950 | 52,5 |
| | | 127 | B 20 - 127 | 16,6 | 528 | 31,8 | 632 | 38,1 | 790 | 47,6 | 945 | 56,9 |
| 139 | B 20 - 139 | 15,1 | 529 | 35,0 | 634 | 42,0 | 793 | 52,5 | 938 | 62,1 | | |
| 152 | B 20 - 152 | 13,2 | 500 | 38,0 | 600 | 45,6 | 750 | 57,0 | 889 | 67,8 | | |
| 4,1 x 2,4 | 305 | B 20 - 305 | 6,1 | 465 | 76,3 | 558 | 91,5 | 698 | 114,4 | 875 | 143,4 | |

www.itan.com.ar

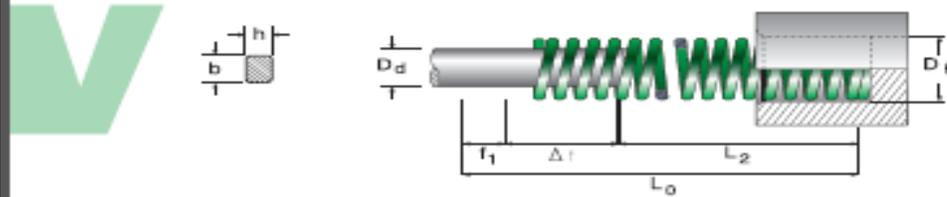
4

ELEMENTOS PARA MATRICES Y MOLDES

ITAN

Fuente: Itan. *Itan. Elementos para matrices y moldes*. Obtenido de <http://www.itan.com.ar/categoria/resortes-2/>

Resortes de carga leve - Serie V



| D _h mm | D _d mm | L ₀ mm | N° de Catálogo | R N/mm | A | | B | | C | | D | |
|----------------------|----------------------|----------------------|-------------------|-----------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|----------------------|-------|-------|
| | | | | | 25% L ₀ N | 30% L ₀ mm | 30% L ₀ N | 40% L ₀ mm | 40% L ₀ N | F _b mm | | |
| 10 | 5 | 25 | V 10-025 | 10 | 63 | 6,3 | 75 | 7,5 | 100 | 10,0 | 135 | 13,5 |
| | | 32 | V 10-032 | 8,5 | 68 | 8,0 | 82 | 8,6 | 109 | 12,8 | 149 | 17,5 |
| | | 38 | V 10-038 | 6,8 | 65 | 9,5 | 78 | 11,4 | 103 | 15,2 | 141 | 20,8 |
| | | 44 | V 10-044 | 6,0 | 66 | 11,0 | 79 | 13,2 | 106 | 17,6 | 143 | 23,9 |
| | | 51 | V 10-051 | 5,0 | 64 | 12,8 | 77 | 15,3 | 102 | 20,4 | 145 | 28,9 |
| | | 64 | V 10-064 | 4,3 | 69 | 16,0 | 83 | 19,2 | 110 | 25,6 | 155 | 36,1 |
| | | 76 | V 10-076 | 3,2 | 61 | 19,0 | 73 | 22,8 | 97 | 30,4 | 138 | 43,2 |
| 1,7 x 1,1 | | 305 | V 10-305 | 1,1 | 84 | 76,3 | 101 | 91,5 | 134 | 122,0 | 197 | 178,7 |
| 12,5 | 6,3 | 25 | V 13-025 | 17,9 | 113 | 6,3 | 134 | 7,5 | 179 | 10,0 | 236 | 13,2 |
| | | 32 | V 13-032 | 16,4 | 131 | 8,0 | 157 | 9,6 | 210 | 12,8 | 285 | 18,0 |
| | | 38 | V 13-038 | 13,5 | 129 | 9,5 | 155 | 11,4 | 207 | 15,2 | 286 | 21,0 |
| | | 44 | V 13-044 | 12,1 | 133 | 11,0 | 160 | 13,2 | 213 | 17,6 | 290 | 24,0 |
| | | 51 | V 13-051 | 11,4 | 146 | 12,8 | 174 | 15,3 | 233 | 20,4 | 327 | 28,7 |
| | | 64 | V 13-064 | 9,3 | 149 | 16,0 | 179 | 19,2 | 238 | 25,6 | 333 | 35,8 |
| | | 76 | V 13-076 | 7,1 | 135 | 19,0 | 162 | 22,8 | 216 | 30,4 | 303 | 42,7 |
| 2,4 x 1,4 | | 102 | V 13-102 | 5,4 | 120 | 22,3 | 144 | 26,7 | 192 | 35,6 | 272 | 50,4 |
| 305 | | V 13-305 | 4,1 | 105 | 25,5 | 125 | 30,6 | 167 | 40,8 | 239 | 58,4 | |
| 305 | | V 13-305 | 1,4 | 107 | 76,3 | 128 | 91,5 | 171 | 122,0 | 241 | 172,0 | |
| 16 | 8 | 25 | V 16-025 | 23,4 | 147 | 6,3 | 176 | 7,5 | 234 | 10,0 | 295 | 12,6 |
| | | 32 | V 16-032 | 22,9 | 183 | 8,0 | 220 | 9,6 | 293 | 12,8 | 376 | 16,4 |
| | | 38 | V 16-038 | 19,3 | 183 | 9,5 | 220 | 11,4 | 293 | 15,2 | 380 | 19,7 |
| | | 44 | V 16-044 | 17,1 | 188 | 11,0 | 226 | 13,2 | 301 | 17,6 | 385 | 22,5 |
| | | 51 | V 16-051 | 15,7 | 201 | 12,8 | 240 | 15,3 | 320 | 20,4 | 413 | 26,3 |
| | | 64 | V 16-064 | 10,7 | 171 | 16,0 | 205 | 19,2 | 274 | 25,6 | 356 | 33,3 |
| | | 76 | V 16-076 | 10,0 | 190 | 19,0 | 228 | 22,8 | 304 | 30,4 | 402 | 40,2 |
| 3,2 x 1,5 | | 89 | V 16-089 | 8,6 | 192 | 22,3 | 230 | 26,7 | 306 | 35,6 | 409 | 47,6 |
| 102 | | V 16-102 | 7,8 | 199 | 25,5 | 239 | 30,6 | 318 | 40,8 | 432 | 55,4 | |
| 115 | | V 16-115 | 6,6 | 190 | 28,8 | 228 | 34,5 | 304 | 45,0 | 401 | 60,8 | |
| 305 | | V 16-305 | 2,5 | 191 | 76,3 | 229 | 91,5 | 305 | 122,0 | 413 | 165,3 | |
| 20 | 10 | 25 | V 20-025 | 55,8 | 352 | 6,3 | 419 | 7,5 | 558 | 10,0 | 675 | 12,1 |
| | | 32 | V 20-032 | 45,0 | 360 | 8,0 | 432 | 9,6 | 576 | 12,8 | 689 | 15,3 |
| | | 38 | V 20-038 | 33,3 | 316 | 9,5 | 380 | 11,4 | 506 | 15,2 | 629 | 18,9 |
| | | 44 | V 20-044 | 30,0 | 330 | 11,0 | 396 | 13,2 | 528 | 17,6 | 645 | 21,5 |
| | | 51 | V 20-051 | 24,5 | 314 | 12,8 | 375 | 15,3 | 500 | 20,4 | 613 | 25,0 |
| | | 64 | V 20-064 | 20,0 | 320 | 16,0 | 384 | 19,2 | 512 | 25,6 | 622 | 31,1 |
| | | 76 | V 20-076 | 16,0 | 304 | 19,0 | 365 | 22,8 | 486 | 30,4 | 597 | 37,3 |
| | | 89 | V 20-089 | 14,0 | 312 | 22,3 | 374 | 26,7 | 498 | 35,6 | 623 | 44,5 |
| | | 102 | V 20-102 | 12,0 | 306 | 25,5 | 367 | 30,6 | 490 | 40,8 | 613 | 51,1 |
| | | 115 | V 20-115 | 10,9 | 314 | 28,8 | 378 | 34,5 | 501 | 45,0 | 634 | 58,2 |
| | | 127 | V 20-127 | 9,5 | 302 | 31,8 | 362 | 38,1 | 483 | 50,8 | 617 | 64,9 |
| | | 139 | V 20-139 | 8,4 | 294 | 35,0 | 353 | 42,0 | 470 | 56,0 | 601 | 71,5 |
| 4,0 x 2,1 | | 152 | V 20-152 | 7,5 | 285 | 38,0 | 342 | 45,6 | 456 | 60,8 | 591 | 78,8 |
| 305 | | V 20-305 | 4,0 | 305 | 76,3 | 366 | 91,5 | 488 | 122,0 | 630 | 157,4 | |

www.itan.com.ar

2

ELEMENTOS PARA MATRICES Y MOLDES

ITAN

Fuente: Itan. *Itan. Elementos para matrices y moldes*. Obtenido de <http://www.itan.com.ar/categoria/resortes-2/>

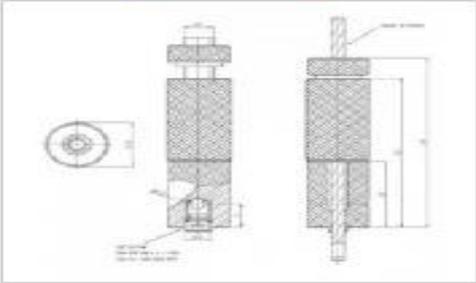
Suspensor tipo 30 VZW nivelador 193.000.317 con seguro

18 de abril de 2016, 10:38

Código 9000317

Descripción Dispone de tuerca de seguridad de cierre en parte superior para bloqueo del cable de acero y taladros pasantes con salida lateral del cable de acero. Indicado para suspensiones en Y. También se puede solicitar este artículo con mecanismo de seguridad de 6 bolas (193.000.331). Certificado TÜV Z1A 06 04 14 229 023. grafilado para cable de acero REUTLINGER de diámetro 1-3MM. Carga Máxima para cable de acero inoxidable (2mm-28kg/2,5mm-48kg/3mm-55kg).

Peso 61 Gramos



Especificaciones técnicas

Carga Máx. acero galvanizado (2,5mm-84kg/3mm-100kg) Para suspensiones en Y

Alto (mm) 52
 Diámetro (mm) 15
 Color Cromo

Fuente: Koala components s.a. (s.f.). *Koala components*. Obtenido de <http://www.koalacomponents.com/>

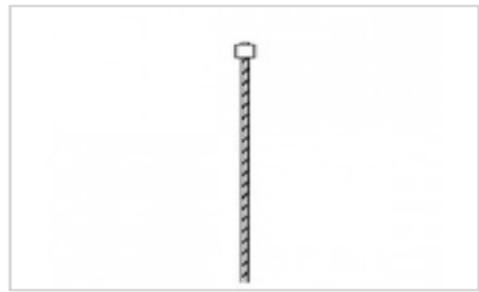


Cable acero REUTLINGER con terminal 13 1mm 52cm

18 de abril de 2016, 18:46

Código 9020105

Peso 2 Gramos



Especificaciones técnicas

Cable acero galvanizado diámetro 1mm y 52cm de longitud. Terminal 3,5X4,6mm

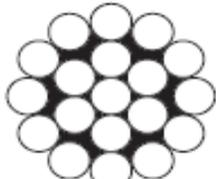
Longitud (mm) 520

Diámetro (mm) 1

Color Acero

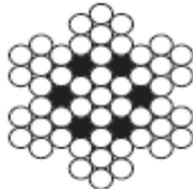
Fuente: Koala components s.a. (s.f.). *Koala components*. Obtenido de <http://www.koalacomponents.com/>

Cable Galvanizado Alma de Acero



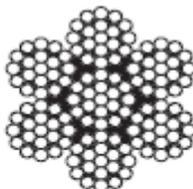
1X19

| Código | Cons. | Diametro | Kg X Metro | Carga Ruptura En Kg Aprox. | Valor X Metro |
|-----------|--------|----------------|------------|----------------------------|---------------|
| 01-Cga-01 | 1 X 19 | 1.2 mm (3/64") | 0.007 | 115 Kg | \$ 138 |
| 01-Cga-02 | 1 X 19 | 1.6 mm (1/16") | 0.012 | 180 Kg | \$ 140 |
| 01-Cga-36 | 1 X 19 | 1.8 mm | 0.016 | 220 Kg | \$ 220 |
| 01-Cga-11 | 1 X 19 | 2 mm (5/64") | 0.0194 | 239 Kg | \$ 230 |
| 01-Cga-12 | 1 X 19 | 2.4 mm (3/32") | 0.0281 | 360 Kg | \$ 300 |
| 01-Cga-13 | 1 X 19 | 3 mm | 0.0446 | 480 Kg | \$ 485 |
| 01-Cga-08 | 1 X 19 | 3.2 mm (1/8") | 0.0508 | 520 Kg | \$ 486 |
| 01-Cga-14 | 1 X 19 | 3.5 mm | 0.0607 | 850 Kg | \$ 540 |
| 01-Cga-15 | 1 X 19 | 4 mm (5/32") | 0.0781 | 660 Kg | \$ 696 |



7X7

| Código | Cons. | Diametro | Kg X Metro | Carga Ruptura En Kg Aprox. | Valor X Metro |
|-----------|-------|----------------|------------|----------------------------|---------------|
| 01-Cga-16 | 7 X 7 | 1.2 mm (3/64") | 0.007 | 120 Kg | \$ 250 |
| 01-Cga-03 | 7 X 7 | 1.6 mm (1/16") | 0.01 | 180 Kg | \$ 260 |
| 01-Cga-04 | 7 X 7 | 1.8 mm | 0.01 | 220 Kg | \$ 295 |
| 01-Cga-05 | 7 X 7 | 2 mm (5/64") | 0.014 | 240 Kg | \$ 305 |
| 01-Cga-06 | 7 X 7 | 2.4 mm (3/32") | 0.022 | 380 Kg | \$ 335 |
| 01-Cga-17 | 7 X 7 | 3 mm | 0.036 | 500 Kg | \$ 440 |
| 01-Cga-07 | 7 X 7 | 3.2 mm (1/8") | 0.037 | 538 Kg | \$ 440 |
| 01-Cga-18 | 7 X 7 | 3.5 mm | 0.048 | 580 Kg | \$ 500 |
| 01-Cga-19 | 7 X 7 | 4 mm (5/32") | 0.064 | 620 Kg | \$ 750 |
| 01-Cga-09 | 7 X 7 | 4.7 mm (3/16") | 0.081 | 1000 Kg | \$ 920 |



7X19

| Código | Cons. | Diametro | Kg X Metro | Carga Ruptura En Kg Aprox. | Valor X Metro |
|-----------|--------|----------------|------------|----------------------------|---------------|
| 01-Cga-24 | 7 X 19 | 3.2 mm (1/8") | 0.038 | 580 Kg | \$ 600 |
| 01-Cga-33 | 7 X 19 | 4 mm (5/32") | 0.064 | 680 Kg | \$ 780 |
| 01-Cga-10 | 7 X 19 | 4.7 mm (3/16") | 0.097 | 1500 Kg | \$ 1.350 |
| 01-Cga-20 | 7 X 19 | 6.3 mm (1/4") | 0.164 | 2650 Kg | \$ 2.200 |
| 01-Cga-21 | 7 X 19 | 8 mm (5/16") | 0.268 | 4120 Kg | \$ 2.600 |
| 01-Cga-22 | 7 X 19 | 9.5 mm (3/8") | 0.387 | 6560 Kg | \$ 3.700 |
| 01-Cga-23 | 7 X 19 | 12.5 mm (1/2") | 0.684 | 11500 Kg | \$ 5.800 |

Fuente: Guayalres s.a. *Guayalres s.a. guayas y mangueras de clase mundial.*
 Obtenido de <http://www.cablesguayalres.com/home.html>

Grapas para Cable Forjadas



VER INFORMACION SOBRE APLICACION Y ADVERTENCIAS

Para Español: www.thecrosbygroup.com

En la página 54

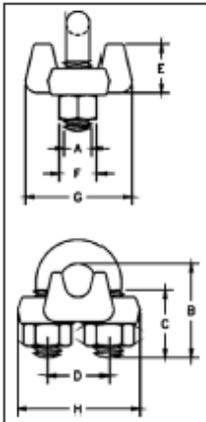
G-450



- Cada base lleva forjada el código de identificación del producto (PIC) para rastrear el material, el nombre Crosby o "CG" y el tamaño.
- Basado en la carga de ruptura del cable de acero indicado en el catálogo, las grapas Crosby tienen una eficiencia del 80% para tamaños de 1/8" a 7/8", y 90% para tamaños de 1" hasta 3 1/2".
- La grapa en su totalidad es galvanizada para resistir la acción corrosiva y oxidante.
- Las grapas de 1/8" a 2 1/2" y 3" (3mm a 65mm y 75-78mm) tienen bases forjadas.
- Todas las grapas se empaquetan y etiquetan individualmente con las instrucciones de aplicación y las advertencias apropiadas.
- Las grapas hasta 1 1/2" tienen rosca rolada.
- Crosby Cumple o excede todos los requerimientos de ASME B30.26 incluyendo identificación, ductilidad, factor de diseño, carga de prueba y requisitos de temperatura. Además, estas grapas para cable cumplen con otros requisitos críticos de rendimiento que incluyen índices de fatiga, propiedades de impacto, y capacidad de rastrear el material que no han sido abordados por ASME B30.26.
- Busque la marca Red-U-Bolt®, su garantía de Auténticas Grapas Crosby.
- Cumple con los requisitos de rendimiento de EN 13411-61:2003.

Todas las grapas Crosby de tamaño 1/4" y mayores cumplen con la Especificación Federal FF-C-450 TYPE 1 CLASE 1, excepto por aquellas provisiones exigidas por el contratista. Para mayores informaciones ver página 426.

G-450 GRAPAS CROSBY®



| Tamaño Cable (plg.) | G-450 No. de Parte | Cantidad en Paq. Estandar | Peso por 100 (lbs.) | Dimensiones (plg.) | | | | | | | | |
|------------------------|--------------------------|---------------------------------|---------------------------|-----------------------|------|-------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | A | B | C | D | E | F | G | H | |
| 1/8" | 3-4" | 1010015 | 100 | 6 | .22 | .72 | .44 | .47 | .37 | .38 | .81 | .99 |
| 3/16" | 5" | 1010033 | 100 | 10 | .25 | .97 | .56 | .59 | .50 | .44 | .94 | 1.18 |
| 1/4 | 6-7 | 1010051 | 100 | 19 | .31 | 1.03 | .50 | .75 | .66 | .58 | 1.19 | 1.43 |
| 5/16 | 8 | 1010079 | 100 | 28 | .38 | 1.38 | .75 | .88 | .79 | .69 | 1.31 | 1.66 |
| 3/8 | 9-10 | 1010097 | 100 | 48 | .44 | 1.50 | .75 | 1.00 | .91 | .75 | 1.63 | 1.94 |
| 7/16 | 11 | 1010113 | 50 | 78 | .50 | 1.88 | 1.00 | 1.19 | 1.13 | .88 | 1.91 | 2.28 |
| 1/2 | 12-13 | 1010131 | 50 | 80 | .50 | 1.88 | 1.00 | 1.19 | 1.13 | .88 | 1.91 | 2.28 |
| 9/16 | 14-15 | 1010159 | 50 | 109 | .56 | 2.25 | 1.25 | 1.31 | 1.34 | .94 | 2.06 | 2.50 |
| 5/8 | 16 | 1010177 | 50 | 110 | .56 | 2.25 | 1.25 | 1.31 | 1.34 | .94 | 2.06 | 2.50 |
| 3/4 | 18-20 | 1010195 | 25 | 142 | .62 | 2.75 | 1.44 | 1.50 | 1.39 | 1.06 | 2.25 | 2.84 |
| 7/8 | 22 | 1010211 | 25 | 212 | .75 | 3.12 | 1.62 | 1.75 | 1.58 | 1.25 | 2.44 | 3.16 |
| 1 | 24-26 | 1010239 | 10 | 252 | .75 | 3.50 | 1.81 | 1.88 | 1.77 | 1.25 | 2.83 | 3.47 |
| 1-1/8 | 28-30 | 1010257 | 10 | 283 | .75 | 3.88 | 2.00 | 2.00 | 1.91 | 1.25 | 2.81 | 3.59 |
| 1-1/4 | 32-34 | 1010275 | 10 | 438 | .88 | 4.44 | 2.22 | 2.34 | 2.17 | 1.44 | 3.13 | 4.13 |
| 1-3/8 | 36 | 1010293 | 10 | 442 | .88 | 4.44 | 2.22 | 2.34 | 2.31 | 1.44 | 3.13 | 4.19 |
| 1-1/2 | 38 | 1010319 | 10 | 544 | .88 | 4.94 | 2.38 | 2.59 | 2.44 | 1.44 | 3.41 | 4.44 |
| 1-5/8 | 41-42 | 1010337 | granel | 704 | 1.00 | 5.31 | 2.62 | 2.75 | 2.66 | 1.63 | 3.63 | 4.75 |
| 1-3/4 | 44-46 | 1010355 | granel | 934 | 1.13 | 5.75 | 2.75 | 3.06 | 2.92 | 1.81 | 3.81 | 5.24 |
| 2 | 48-52 | 1010373 | granel | 1300 | 1.25 | 6.44 | 3.00 | 3.38 | 3.03 | 2.00 | 4.44 | 5.88 |
| 2-1/4 | 56-58 | 1010391 | granel | 1600 | 1.25 | 7.13 | 3.19 | 3.88 | 3.19 | 2.00 | 4.56 | 6.38 |
| 2-1/2 | 62-65 | 1010417 | granel | 1900 | 1.25 | 7.69 | 3.44 | 4.13 | 3.69 | 2.00 | 4.69 | 6.63 |
| ** 2-3/4 | ** 68-72 | 1010435 | granel | 2300 | 1.25 | 8.31 | 3.56 | 4.38 | 4.88 | 2.00 | 5.00 | 6.88 |
| 3 | 75-78 | 1010453 | granel | 3100 | 1.50 | 9.19 | 3.88 | 4.75 | 4.44 | 2.38 | 5.31 | 7.61 |
| ** 3-1/2 | ** 85-90 | 1010426 | granel | 4000 | 1.50 | 10.75 | 4.50 | 5.50 | 6.00 | 2.38 | 6.19 | 8.38 |

*Pernos en U y tuercas electrochapados. ** La base de la de 2-3/4" y 3-1/2" es de acero fundido.

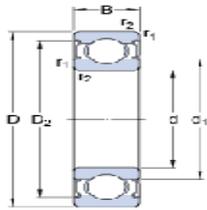
- Cada base lleva forjada, el código de identificación (PIC) para rastrear el material, el nombre CROSBY o "CG" y el tamaño.

Fuente: Ferrinpetrol. *Ferrinpetrol s. en c.* Obtenido de http://www.ferrinpetrol.com/index.php?option=com_content&view=article&id=7&Itemid=101

ANEXO F
CATÁLOGOS DE RODAMIENTOS

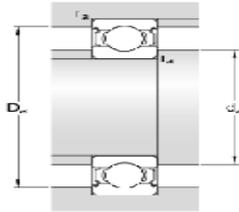
61902-2Z

Dimensions



| | | | |
|------------------|------|------|----|
| d | | 15 | mm |
| D | | 28 | mm |
| B | | 7 | mm |
| d ₁ | ≈ | 18.8 | mm |
| D ₂ | ≈ | 25.3 | mm |
| r _{1,2} | min. | 0.3 | mm |

Abutment dimensions



| | | | |
|----------------|------|------|----|
| d _a | min. | 17 | mm |
| d _a | max. | 18.3 | mm |
| D _a | max. | 26 | mm |
| r _a | max. | 0.3 | mm |

Calculation data

| | | | |
|---------------------------|----------------|-------|-------|
| Basic dynamic load rating | C | 4.4 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 2.2 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 0.095 | kN |
| Reference speed | | 56000 | r/min |
| Limiting speed | | 28000 | r/min |
| Calculation factor | k _r | 0.02 | |
| Calculation factor | f ₀ | 14.3 | |

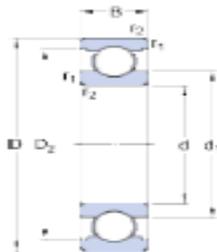
Mass

| | | | |
|--------------|--|-------|----|
| Mass bearing | | 0.016 | kg |
|--------------|--|-------|----|

Fuente: SKF. *SKF Líderes en tecnología de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

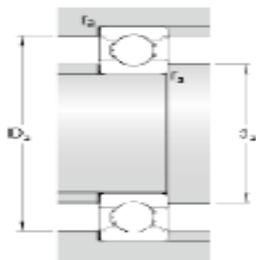
61903

Dimensions



| | | | |
|------------------|------|------|----|
| d | | 17 | mm |
| D | | 30 | mm |
| B | | 7 | mm |
| d ₁ | ※ | 20.4 | mm |
| D ₂ | ※ | 27.7 | mm |
| r _{1,2} | min. | 0.3 | mm |

Abutment dimensions



| | | | |
|----------------|------|-----|----|
| d _a | min. | 19 | mm |
| D _a | max. | 28 | mm |
| r _a | max. | 0.3 | mm |

Calculation data

| | | | |
|---------------------------|----------------|-------|-------|
| Basic dynamic load rating | C | 4.6 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 2.6 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 0.108 | kN |
| Reference speed | | 50000 | r/min |
| Limiting speed | | 32000 | r/min |
| Calculation factor | k _r | 0.02 | |
| Calculation factor | f ₀ | 14.7 | |

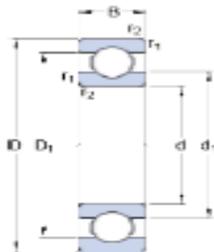
Mass

| | | | |
|--------------|--|-------|----|
| Mass bearing | | 0.016 | kg |
|--------------|--|-------|----|

Fuente: SKF. *SKF Líderes en tecnología de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

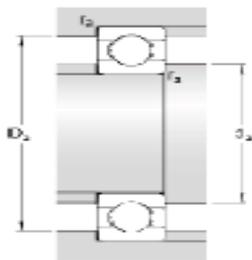
61804

Dimensions



| | | | |
|------------------|------|-------|----|
| d | | 20 | mm |
| D | | 32 | mm |
| B | | 7 | mm |
| d ₁ | ≠ | 23.85 | mm |
| D ₁ | ≠ | 28.25 | mm |
| r _{1,2} | min. | 0.3 | mm |

Abutment dimensions



| | | | |
|----------------|------|-----|----|
| d _a | min. | 22 | mm |
| D _a | max. | 30 | mm |
| r _a | max. | 0.3 | mm |

Calculation data

| | | | |
|---------------------------|----------------|-------|-------|
| Basic dynamic load rating | C | 4 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 2.3 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 0.104 | kN |
| Reference speed | | 45000 | r/min |
| Limiting speed | | 28000 | r/min |
| Calculation factor | k _r | 0.015 | |
| Calculation factor | f ₀ | 14.5 | |

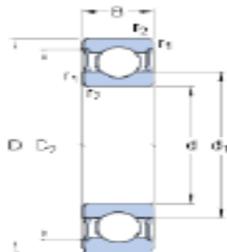
Mass

| | | | |
|--------------|--|--------|----|
| Mass bearing | | 0.0182 | kg |
|--------------|--|--------|----|

Fuente: SKF. *SKF Líderes en tecnología de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

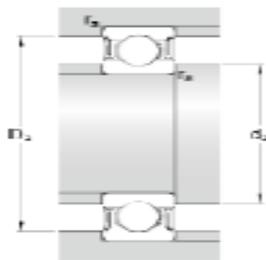
61815-2RZ

Dimensions



| | | | |
|------------------|------|------|----|
| d | | 75 | mm |
| D | | 95 | mm |
| B | | 10 | mm |
| d ₁ | ≈ | 81.7 | mm |
| D ₂ | ≈ | 90.7 | mm |
| r _{1,2} | min. | 1.3 | mm |

Abutment dimensions



| | | | |
|----------------|------|------|----|
| d _a | min. | 78.2 | mm |
| d _a | max. | 81.5 | mm |
| D _a | max. | 91.8 | mm |
| r _a | max. | 0.6 | mm |

Calculation data

| | | | |
|---------------------------|----------------|-------|-------|
| Basic dynamic load rating | C | 12.5 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 10.8 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 0.585 | kN |
| Reference speed | | 14000 | r/min |
| Limiting speed | | 7000 | r/min |
| Calculation factor | k _r | 0.015 | |
| Calculation factor | f ₀ | 13.4 | |

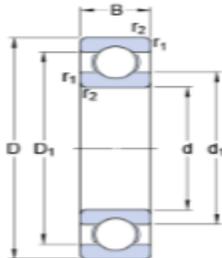
Mass

| | | | |
|--------------|--|-------|----|
| Mass bearing | | 0.152 | kg |
|--------------|--|-------|----|

Fuente: SKF. *SKF Líderes en tecnología de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

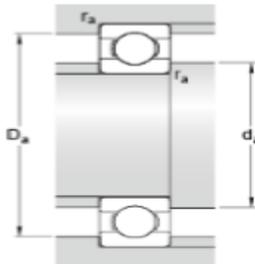
61806

Dimensions



| | | | |
|------------------|------|-------|----|
| d | | 30 | mm |
| D | | 42 | mm |
| B | | 7 | mm |
| d ₁ | ≈ | 33.7 | mm |
| D ₁ | ≈ | 38.35 | mm |
| r _{1,2} | min. | 0.3 | mm |

Abutment dimensions



| | | | |
|----------------|------|-----|----|
| d _a | min. | 32 | mm |
| D _a | max. | 40 | mm |
| r _a | max. | 0.3 | mm |

Calculation data

| | | | |
|---------------------------|----------------|-------|-------|
| Basic dynamic load rating | C | 4.5 | kN |
| Basic static load rating | C ₀ | 2.9 | kN |
| Fatigue load limit | P _u | 0.146 | kN |
| Reference speed | | 32000 | r/min |
| Limiting speed | | 20000 | r/min |
| Calculation factor | k _r | 0.015 | |
| Calculation factor | f ₀ | 13.9 | |

Mass

| | | | |
|--------------|--|--------|----|
| Mass bearing | | 0.0252 | kg |
|--------------|--|--------|----|

Fuente: SKF. *SKF Líderes en tecnología de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

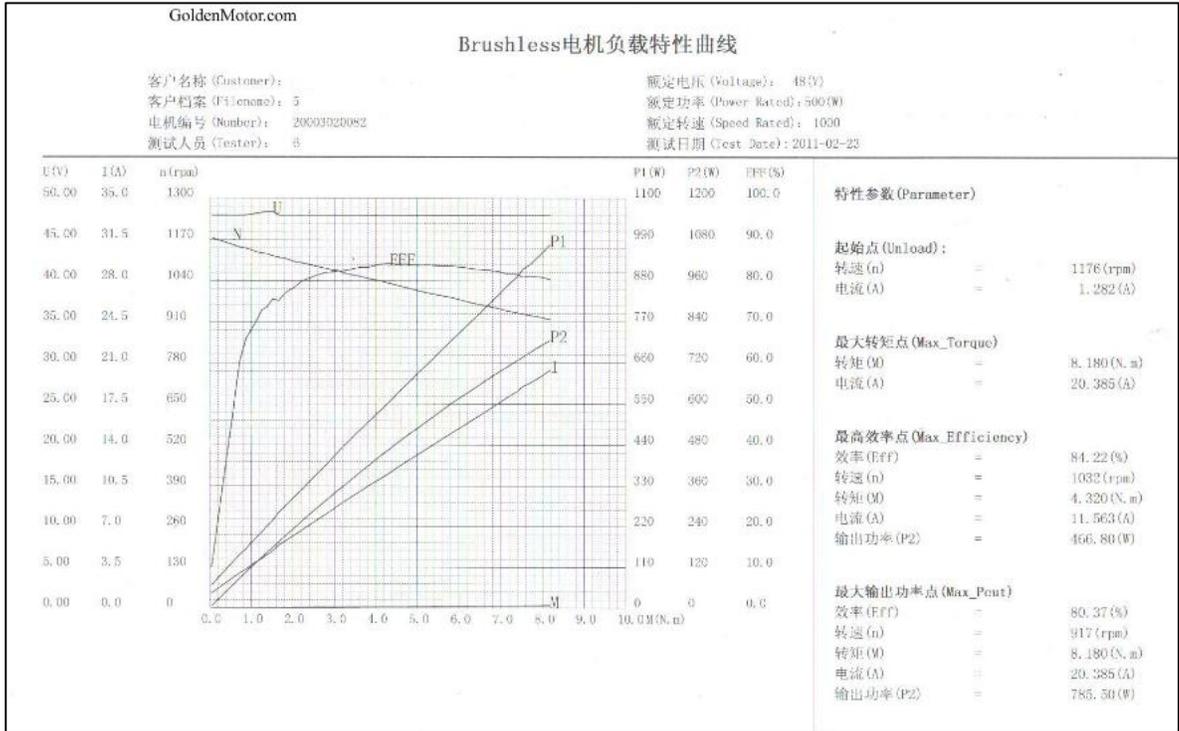
ANEXO G
CATALOGO PARA RUEDA LIBRE

| Tipo Type | Tamaño Size | Par máximo de funcionamiento Maximum operating torque | Velocidad límite Overrunning speed of race | | Dimensiones Dimensions | | | | | | | | | | | | Peso Weight |
|--------------|----------------|--|---|----------------------------|---------------------------|------|------|------|------|------|-----|------|------|------|------|-------|----------------|
| | d H7 | C op (1) | Aro interior Inner ring | Aro exterior Outer ring | Dh7 | D2 | D4 | D3 | G | t | z | B | B1 | B2 | t1 | bP10 | |
| | [mm] | [Nm] | [RPM] | [RPM] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | - | [mm] | - | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | |
| GFR GFRN | 12* | 55 | 4000 | 7200 | 62 | 20 | 42 | 51 | ø5,5 | - | 3 | 20 | 27 | 42 | 2,5 | 4 | 0,5 |
| | 15 | 125 | 3600 | 6500 | 68 | 25 | 47 | 56 | M5 | 8 | 3 | 28 | 32 | 52 | 3 | 5 | 0,8 |
| | 20 | 181 | 2700 | 5600 | 75 | 30 | 55 | 64 | M5 | 8 | 4 | 34 | 39 | 57 | 3,5 | 6 | 1,0 |
| | 25 | 288 | 2100 | 4500 | 90 | 40 | 68 | 78 | M6 | 10 | 4 | 35 | 40 | 60 | 4 | 8 | 1,5 |
| | 30 | 500 | 1700 | 4100 | 100 | 45 | 75 | 87 | M6 | 10 | 6 | 43 | 48 | 68 | 4 | 8 | 2,2 |
| | 35 | 725 | 1550 | 3800 | 110 | 50 | 80 | 96 | M6 | 12 | 6 | 45 | 51 | 74 | 5 | 10 | 3,0 |
| | 40 | 1025 | 1150 | 3400 | 125 | 55 | 90 | 108 | M8 | 14 | 6 | 53 | 59 | 86 | 5 | 12 | 4,6 |
| | 45 | 1125 | 1000 | 3200 | 130 | 60 | 95 | 112 | M8 | 14 | 8 | 53 | 59 | 86 | 5,5 | 14 | 4,7 |
| | 50 | 2125 | 800 | 2800 | 150 | 70 | 110 | 132 | M8 | 14 | 8 | 64 | 72 | 94 | 5,5 | 14 | 7,2 |
| | 55 | 2625 | 750 | 2650 | 160 | 75 | 115 | 138 | M10 | 16 | 8 | 66 | 72 | 104 | 6 | 16 | 8,6 |
| | 60 | 3500 | 650 | 2450 | 170 | 80 | 125 | 150 | M10 | 16 | 10 | 78 | 89 | 114 | 7 | 18 | 10,5 |
| | 70 | 5750 | 550 | 2150 | 190 | 90 | 140 | 165 | M10 | 16 | 10 | 95 | 108 | 134 | 7,5 | 20 | 13,5 |
| | 80 | 8500 | 500 | 1900 | 210 | 105 | 160 | 185 | M10 | 16 | 10 | 100 | 108 | 144 | 9 | 22 | 18,2 |
| | 90 | 14500 | 450 | 1700 | 230 | 120 | 180 | 206 | M12 | 20 | 10 | 115 | 125 | 158 | 9 | 25 | 28,5 |
| | 100 | 20000 | 350 | 1450 | 270 | 140 | 210 | 240 | M16 | 24 | 10 | 120 | 131 | 182 | 10 | 28 | 42,5 |
| | 130 | 31250 | 250 | 1250 | 310 | 160 | 240 | 278 | M16 | 24 | 12 | 152 | 168 | 212 | 11 | 32 | 65,0 |
| 150 | 70000 | 200 | 980 | 400 | 200 | 310 | 360 | M20 | 32 | 12 | 180 | 194 | 246 | 12 | 36 | 138,0 | |

Fuente: Euro Bearing. (s.f.). *Euro Bearing Spain*. Obtenido de <http://www.eurobearings.es/ruedas-libres/>

ANEXO H
CATÁLOGOS PARA GENERADOR, REGULADOR, INVERSOR Y ACOPL

GENERADOR



Fuente: <http://www.goldenmotor.com/frame-bldcmotor.htm>

REGULADOR

| | |
|---|------------------------------|
| Modelo no.: | TE2048N |
| Parámetros eléctricos | |
| Nominal System Voltage | 12 V 24 v/ 48 V trabajo auto |
| Tensión máxima de la batería | 64 V |
| Tensión máxima PV | 96 V |
| Corriente nominal de la batería (a) | 2 0 un |
| Circuito de carga caída de tensión | ≤24 V |
| Caída de tensión del circuito de descarga | ≤16 V |
| Autoconsumo | ≤44mA |
| Comunicación | Nivel ttl232/ Puerto RJ45 |
| Interfaz de sensor de temperatura remoto | 2ERJ-3.81 |
| Tierra | Negativo a tierra |
| Parámetros ambientales | |
| Temperatura de trabajo | -20 C ~ +55 C |
| Temperatura de almacenamiento | -30 C ~ + C |
| Recinto | IP30 |

Fuente: http://www.ebay.com/itm/Thor-Th750-750-watt12-voltios-modificado-Inversor-de-onda-sinusoidal-/261125151210?_ul=BO

INVERSOR

| | | | |
|---|--|--------------------|--------------------|
| Model | TH225 | TH400-S | TH750-S |
| Rated Input Voltage (VDC) | 12 | 12 | 12 |
| Input Voltage Range (VDC) | 10-16 +/-5 | 10-16 +/-0.05 | 10-16 +/-0.05 |
| No Load Current Draw | <0.6A | <0.6A | <0.6A |
| DC Input / Overload Power (Amps) | 21-42A | 38-85A | 75-150A |
| AC Output Wave Form | Modified Sine Wave | | |
| Output Voltage Range | 120VAC \pm 5% | | |
| Output Frequency | 60 Hz \pm 3Hz | | |
| Ground Fault Protection | YES 4-6mA | | |
| Continuous Output Power | 225 | 400 | 750 |
| Peak Output Power | 450 | 900 | 1600 |
| Overload Power Range | + 5% Of Rated Output Power | | |
| Full load Efficiency | 85-90% | | |
| USB Charging Port | 5V \pm 5%, 500mA | 5V \pm 5%, 2.1mA | 5V \pm 5%, 2.1mA |
| Over Temperature Protection | YES (LOAD Controlled > 25Watts / Temperature Controlled >45°C) | | |
| Unit Weight (Net) | 1.3 | 1.8 | 3.1 |
| Unit Dimension | 5.5x4.73x1.81 | 6.0x6.0x1.83 | 8.5x7.23x2.33 |
| North American Standard Outlets (NEMA5-15R) | 1 | 2 | 2 |
| Warranty | 2 Years | 2 Years | 2 Years |

Fuente: http://www.ebay.com/itm/Thor-Th750-750-watt12-voltios-modificado-Inversor-de-onda-sinusoidal-/261125151210?_ul=BO

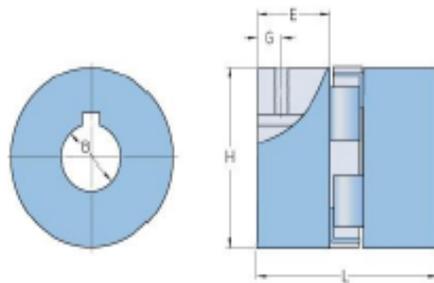
| Model No. | Picture | Spec. | Cell | Battery configuration | Balanced charging | Gas gauge | App. Weight | External dimension |
|-----------------|---|-------------|------------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------|-------------|--------------------|
| SRB481026514-Y1 |  | 48V 10Ah | 18650/2000mAh (Li(CoxNiyMnz)O2) | 5P14S | VGA balance interface | Yes | 3.6kg | 378×113×86mm |
| SRB481026513-Y1 |  | 48V 10Ah | 18650/2000mAh (Li(CoxNiyMnz)O2) | 5P13S | VGA balance interface | Yes | 3.4kg | 378×113×86mm |
| SRB480826513-Y1 |  | 48V 8 Ah | 18650/2000mAh (Li(CoxNiyMnz)O2) | 4P13S | VGA balance interface | Yes | 3.04kg | 378×113×86mm |
| SRB481028514-Y1 |  | 48V 10Ah | 18650/2000mAh (Li(CoxNiyMnz)O2) | 5P14S | VGA balance interface | Yes | 3.6kg | 398×113×86mm |
| SRB481028513-Y1 |  | 48V 10Ah | 18650/2000mAh (Li(CoxNiyMnz)O2) | 5P13S | VGA balance interface | Yes | 3.4kg | 398×113×86mm |
| SRB480828513-Y1 |  | 48V 8Ah | 18650/2000mAh (Li(CoxNiyMnz)O2) | 4P13S | VGA balance interface | Yes | 3.04kg | 398×113×86mm |
| SRB01-480-01-C |  | 48V,9.5Ah | Prismatic, Li-MnzO2 | --- | --- | --- | 5.6 | 279 x 146 x 73mm |

Fuete: <http://www.sonikcell.com/en/products/power-battery/electric-motorcycle.html>

Couplings

Hub (bored to size without keyway)

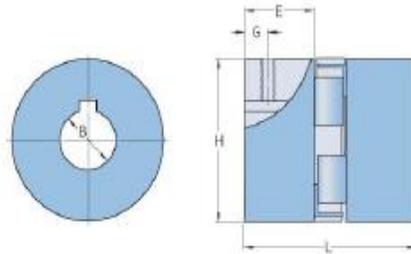
PHE L075-20MMP



| | |
|-------------------------------|------|
| Size | 75 |
| Position threaded hole G (mm) | 9 |
| Outer diameter H (mm) | 44.5 |
| Maximum bore | 24 |
| Set screw | M6 |
| Length E (mm) | 21 |
| Bore | 20 |

Fuente: SKF. *SKF Lideres en tecnologia de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

PHE L075NR



| | |
|----------------------------|------------|
| Size | 75 |
| Nominal torque (Nm) | 11.9 |
| Speed Max. (r/min) | 11000 |
| Weight | 0.22 |
| Temperature range (°C) | -40 to 100 |
| Angular misalignment (°) | 1 |
| Parallel misalignment (mm) | 0.38 |

Fuente: SKF. *SKF Líderes en tecnología de rodamientos.* Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/index.htm>

ANEXO I
COTIZACIONES



Fabricación de autopartes
y Repuestos Industriales
Tornillería milimétrica y
Especial

Calle 5ª C No 30-78 Teléfonos 2476077 – 2475383
Email servicioalcliente@infrometaltda.com Bogotá D:C

Nit 860.079.167-1

COTIZACION No. **4328**

| | | | |
|-----------------|------------------------------|-----------|------------|
| Ciudad y Fecha: | Bogotá D.C. Abril 27 de 2016 | | |
| Señores: | Oscar Matiz y Wilson Peña | Teléfono: | 3144368719 |
| Atención: | | Celular: | 3013564715 |

TENEMOS EL AGRADO DE COTIZARLES EN LAS SIGUIENTES CONDICIONES

| FECHA DE ENTREGA | A CONVENIR | FORMA DE PAGO | 30- Dias Fecha Factura | | |
|---|------------|---------------|--|--------------|--------------|
| ITEM | PLANO | CANT | DESCRIPCION ARTICULO | V/R UNITARIO | V/R TOTAL |
| 1 | 1 A | 1 | Base de Palanca..... | \$ 80.000 | |
| | 1B | 1 | Barra de Palanca..... | \$ 32.000 | |
| | 1C | 1 | Manija de Palanca..... | \$ 16.000 | |
| 2 | 2 | 1 | Base de apoyo de Palanca..... | \$ 130.000 | |
| 3 | 3 | 1 | Disco actuador Palanca..... | \$ 110.000 | |
| 4 | 4 | 1 | Carcasa de embolo de freno..... | \$ 95.000 | |
| 5 | 5 | 1 | Barra Guia de Palanca..... | \$ 53.000 | |
| 6 | 6 | 1 | Eje central mecanismo de cambios..... | \$ 285.000 | |
| 7 | 7 A | 1 | Eje Huecos entre Módulos Long.81mm..... | \$ 160.000 | |
| | 7 B | 1 | Eje Huecos entre Módulos Long 85mm..... | \$ 160.000 | |
| 8 | 8 | 1 | Eje solido entre Catarina conducida y engranaje..... | \$ 142.000 | |
| 9 | 9 | 1 | Eje solido entre engranaje conducido y volante..... | \$ 160.000 | |
| 10 | 10 | 1 | Eje solido entre volante y Generador..... | \$ 210.000 | |
| 11 | 11 | 1 | Eje de Palancas..... | \$ 142.000 | |
| NOTA#1: En la punta del Eje de 5mm la cuña será Ensamblada con tornillo prisionero.- | | | | \$ 1.835.000 | |
| PRECIOS MAS EL 16% DEL IVA.- | | | | | |
| <small>INFROMETAL Ltda. no dará comienzo a ningún trabajo o servicio, si este no es Autorizado mediante Orden de Compra, Orden de Servicio o Copia de esta Cotización con firma responsable Sistema ISO 9001:2008</small> | | | | IVA | \$ 293.600 |
| | | | | TOTAL | \$ 2.128.600 |

GC-F-06 06-08-07



INDUSTRIA DE PRODUCTOS METÁLICOS

Fabricación de autopartes
y Repuestos Industriales
Tornillería milimétrica y
Especial

Calle 5ª C No 30-78 Teléfonos 2476077 – 2475383
Email servicioalcliente@inprometaltda.com Bogotá D:C

Nit 860.079.167-1

COTIZACION No. **4328-1**

| | | | |
|-----------------|------------------------------|-----------|------------|
| Ciudad y Fecha: | Bogotá D.C. Abril 29 de 2016 | | |
| Señores: | ANDRES MATIZ Y WILSON PEÑA | Teléfono | 3144368719 |
| Atención | | Celular : | 3013564715 |

TENEMOS EL AGRADO DE COTIZARLES EN LAS SIGUIENTES CONDICIONES

| | | | |
|------------------|------------|---------------|------------------------|
| FECHA DE ENTREGA | A CONVENIR | FORMA DE PAGO | 30- Dias Fecha Factura |
|------------------|------------|---------------|------------------------|

| ITEM | PLANO | CANT | DESCRIPCION ARTICULO | V/R UNITARIO | V/R TOTAL |
|-------------------------------------|-------|------|---|---------------|-----------|
| 12 | 12 | 1 | Conjunto Modulo de Eplicicloidal 1..... | \$ 3.200.000 | |
| 13 | 13 | 1 | Conjunto Modulo de Eplicicloidal 2..... | \$ 3.150.000 | |
| 14 | 14 | 1 | Conjunto Modulo de Eplicicloidal 3..... | \$ 3.100.000 | |
| 15 | 15 | 1 | Embolo de Freno..... | \$ 60.000 | |
| 16 | 16 | 1 | Eje Hueco con porta satélites..... | \$ 180.000 | |
| 17 | 17 | 1 | Tapa de carcasa de conjunto Palancas..... | \$ 90.000 | |
| 18 | 18 | 1 | Porta satélites engranajes y Eplicicloidales... | \$ 135.000 | |
| 19 | 19 | 1 | Placa de fricción embrague..... | \$ 120.000 | |
| 20 | 20 | 1 | Carcasa Mecanismo de cambios..... | \$ 360.000 | |
| 21 | 21 | 1 | Zapata de Embrague..... | \$ 330.000 | |
| 22 | 22 | 1 | Placa Base de embrague..... | \$ 300.000 | |
| 23 | 23 | 1 | Acople de Apoyo de freno..... | \$ 130.000 | |
| 24 | 24 | 1 | Tapa de apoyo de Palancas..... | \$ 210.000 | |
| PRECIOS MAS EL 16% DEL IVA.- | | | | | |
| | | | | \$ 11.365.000 | |

INPROMETAL Ltda. no dará comienzo a ningún trabajo o servicio ,si este no es
Autorizado mediante Orden de Compra ,Orden de Servicio o Copia de esta
Cotización con firma responsable Sistema ISO 9001.2008

| | |
|--------------|----------------------|
| IVA | \$ 1.818.400 |
| TOTAL | \$ 13.183.400 |

GC-F-06 06-08-07



Fabricación de autopartes
y Repuestos Industriales
Tornillería milimétrica y
Especial

Calle 5ª C No 30-78 Teléfonos 2476077 – 2475383
Email servicioalcliente@inprometaltda.com Bogotá D:C

Nit 860.079.167-1

COTIZACION No. **4328-2**

| | | | |
|-----------------|------------------------------|-----------|------------|
| Ciudad y Fecha: | Bogotá D.C. Abril 29 de 2016 | | |
| Señores: | ANDRES MATIZ Y WILSON PEÑA | Teléfono | 3144368719 |
| Atención | | Celular : | 3013564715 |

TENEMOS EL AGRADO DE COTIZARLES EN LAS SIGUIENTES CONDICIONES

| | | | |
|------------------|------------|---------------|------------------------|
| FECHA DE ENTREGA | A CONVENIR | FORMA DE PAGO | 30- Días Fecha Factura |
|------------------|------------|---------------|------------------------|

| ITEM | PLANO | CANT | DESCRIPCION ARTICULO | VIR UNITARIO | VIR TOTAL | |
|------|-------------------------------------|------|--------------------------------------|--------------|--------------|--|
| 25 | 26 | 1 | CILINDRO ACTUADOR DE EMBRAGUE | | | |
| | 26 A | 1 | Embolo..... | \$ 75.000 | | |
| | 26 B | 1 | Cilindro..... | \$ 105.000 | | |
| | 26 C | 1 | Apoyo Embrague..... | \$ 110.000 | | |
| 26 | 26 D | 1 | Caja cilíndrica..... | \$ 250.000 | | |
| | 28 | 1 | CARCASA MECANISMO MULTIPLICADOR. | | | |
| | 28 A | 1 | Carcasa Mecanismo multiplicador..... | \$ 340.000 | | |
| | 28 B | 1 | Carcasa Mecanismo multiplicador..... | \$ 340.000 | | |
| | 28 C | 1 | Carcasa Mecanismo multiplicador..... | \$ 130.000 | | |
| | 28 D | 1 | Carcasa Mecanismo multiplicador..... | \$ 130.000 | | |
| | PRECIOS MAS EL 16% DEL IVA.- | | | | | |
| | | | | | \$ 1.480.000 | |

INPROMETAL Ltda. no dará comienzo a ningún trabajo o servicio, si este no es Autorizado mediante Orden de Compra, Orden de Servicio o Copia de esta Cotización con firma responsable Sistema ISO 9001:2008

| | |
|--------------|---------------------|
| IVA | \$ 236.800 |
| TOTAL | \$ 1.716.800 |

GC-F-06 06-08-07

ANEXO J
PLANOS DE FABRICACIÓN

ANEXO K
PLANOS DE ENSAMBLE