

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE VELOCIDAD
PARA UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE
LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL**

**IVÁN DARÍO GUERRERO FAJARDO
ADRIÁN SÁNCHEZ CÉSPEDES**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2014**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE VELOCIDAD
PARA UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE
LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL**

**IVÁN DARÍO GUERRERO FAJARDO
ADRIÁN SÁNCHEZ CÉSPEDES**

Trabajo de Grado para optar al Título de Ingeniero Mecánico

**Director
Jorge Enrique Meneses Flórez
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2014**

DEDICATORIA

A Dios, por bendecir mi vida en cada momento y haberme llenado de fortaleza y tolerancia para vencer cada uno de los obstáculos que he tenido, y en especial, los que se me han presentado en el camino de la obtención de esta gran meta, que es la de convertirme en un profesional integro, para seguir forjando mi proyecto de vida,

A mis padres Iván y Gloria, por todo el esfuerzo y sacrificio que han hecho siempre para darme más de lo justo, por brindarme todo su amor, su comprensión, el apoyo incondicional y la confianza en cada momento de mi vida,

A mi hermana Laura, por su fraternal amistad y su apoyo incondicional,

A mi hijo Matías, que es la bendición más grande que Dios ha puesto en mi vida, por ser la fuerza que me motiva a lograr mis propósitos y por su amor y cariño,

A mi familia, a mis amigos, y a todos aquellos que fueron partícipes de este proceso con sus consejos y sus voces de aliento,

A todos Uds. Os dedico este trabajo.

Iván Darío.

DEDICATORIA

Un sueño hecho realidad después de un arduo trabajo y la satisfacción de haber hecho las cosas bien nos traza un camino en el cual estuvieron presentes personas que nos brindaron el apoyo necesario para lograr las metas.

A Dios por sus bendiciones
A mis padres Luis y Elvira que siempre estuvieron a mi lado apoyándome
A Mary que es el motor de mi vida
Y a todas las personas que estuvieron ahí amigos, profesores, familia,
Muchas gracias.

Adrián Sánchez

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por guiar siempre nuestras vidas,

A nuestras familias, por brindarnos la oportunidad de tener una educación profesional y por su incondicional apoyo,

Al Ingeniero Jorge Enrique Meneses Flórez, Director del Proyecto, por todas sus enseñanzas, sus asesorías y su tiempo dedicado no solo al desarrollo del este gran trabajo, sino durante el transcurso de la carrera,

A Carlos Hernández, Técnico en Mecánica Industrial, por sus enseñanzas, su colaboración, su tiempo y su gran trabajo en la manufactura del modelo construido,

A todo el personal docente de la Universidad Industrial de Santander, y en especial a los pertenecientes a la Escuela de Ingeniería Mecánica por su pedagogía,

A los miembros de la parte administrativa, por su colaboración en los momentos requeridos,

A nuestros compañeros y amigos, por su apoyo.

Los Autores.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	25
1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	27
2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	29
3. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.....	31
3.1. SEGÚN LA ADQUISICIÓN DE LOS ENGRANAJES.....	31
3.1.1. MANUFACTURA DE LOS ENGRANAJES	31
3.1.2. ADQUISICIÓN DE LOS ENGRANAJES EN EL MERCADO INDUSTRIAL Y/O AUTOMOTRIZ.....	32
3.2. SEGÚN LA GEOMETRÍA DEL BASTIDOR O CARCASA	33
3.2.1. SEGÚN EL TIPO DE EJE	33
3.2.1.1. ENTRE EJES PARALELOS.....	33
3.2.1.2. ENTRE EJES PERPENDICULARES.....	35
3.2.2. SEGÚN LA DISPOSICION DE LOS EJES	37
3.2.2.1. LINEAL.....	37
3.2.2.2. ALEATORIA.....	37
3.3. ALTERNATIVA SELECCIONADA	37
4. OBJETIVOS.....	38
4.1. OBJETIVOS GENERALES.....	38
4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	38
5. MARCO TEÓRICO	40
5.1. BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL	40
5.2. ANTECEDENTES HISTÓRICOS	41
6. DISEÑO	45
6.1. DISEÑO DEL REDUCTOR DE ENGRANAJES HELICOIDALES.....	47
6.1.1. DISEÑO DE LOS EJES	52
6.1.2. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE ACOUPLE.....	53

6.1.3.	DISEÑO DE LAS BRIDAS	54
6.1.4.	DISEÑO DE LA CARCASA.....	56
6.2.	DISEÑO DE LA HERRAMIENTA DE APRIETE	59
6.3.	DISEÑO DEL SOPORTE O BASE RIGIDA	59
6.4.	DISEÑO DE LA GUARDA DE PROTECCIÓN.....	61
6.5.	ANÁLISIS CAE (COMPUTER AIDED ENGINEERING – INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA)	62
6.5.1.	ANÁLISIS CAE DE LOS EJES	62
6.5.2.	ANÁLISIS CAE DE LA CARCASA.....	71
6.5.3.	ANÁLISIS CAE DEL SOPORTE O BASE RÍGIDA	73
6.6.	MODELO FINAL DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE VELOCIDAD PARA UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL	75
7.	CÁLCULOS.....	77
7.1.	CÁLCULOS DE LAS POLEAS Y BANDAS	77
7.1.1.	DISTANCIA ENTRE CENTROS Y LONGITUD DE LA BANDA.....	77
7.1.2.	FUERZAS EN LA BANDA.....	78
7.2.	CALCULO DEL TREN DE ENGRANAJES	80
7.2.1.	VELOCIDAD DEL EJE DE SALIDA	80
7.2.2.	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	80
7.3.	CALCULO DE LOS EJES.....	80
7.3.1.	EJE 1	81
7.3.2.	EJE 2	88
7.3.3.	EJE 3	93
7.3.4.	EJE 4	100
7.3.5.	CALCULO DE LAS CUÑAS.....	104
8.	SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES	110
8.1.	SELECCIÓN DEL MOTOR.....	110
8.2.	SELECCIÓN DE POLEAS Y BANDAS.....	114
8.2.1.	INFORMACIÓN NECESARIA PARA SELECCIONAR UNA TRANSMISIÓN DE BANDAS EN “V”:	114

8.2.2.	DETERMINE SI SE NECESITA BALANCEO DINÁMICO:.....	114
8.2.3.	PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN	115
8.2.4.	DETERMINAR LA LONGITUD DE LA BANDA Y LA DISTANCIA ENTRE CENTROS	121
8.3.	SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	121
8.3.1.	CALCULO DE LAS CARGAS EQUIVALENTES.....	127
8.4.	SELECCIÓN DE LOS RETENEDORES.....	132
8.4.1.	DEFINICIÓN	132
8.4.2.	PARTES DE LOS RETENEDORES	133
8.4.3.	SELECCIÓN	134
9.	CONSTRUCCIÓN.....	136
9.1.	CONSTRUCCIÓN DEL REDUCTOR DE ENGRANAJES HELICOIDALES .	136
9.1.1.	CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA O CARCASA	136
9.1.2.	CONSTRUCCIÓN DE LOS EJES.....	145
9.1.3.	CONSTRUCCIÓN DE LAS BRIDAS.....	147
9.1.3.1.	BRIDAS FIJAS	148
9.1.3.2.	BRIDAS FIJAS HUECAS	148
9.1.3.3.	BRIDAS ROSCADAS.....	149
9.1.4.	CONSTRUCCIÓN DE LA HERRAMIENTA DE APRIETE DE LAS BRIDAS ROSCADAS 150	
9.2.	ACONDICIONAMIENTO DEL BANCO PROTOTIPO.....	151
9.2.1.	CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE O BASE RÍGIDA.....	152
9.2.2.	CONSTRUCCIÓN DE LA GUARDA DE PROTECCIÓN	154
9.3.	PINTURA Y ACABADO	155
10.	PRESUPUESTO	158
11.	PRUEBAS.....	160
11.1.	PRUEBAS DINÁMICAS	160
11.2.	PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD	161
12.	CONDICIONES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	162
12.1.	TRANSPORTE	162

12.2.	MONTAJE DE ACOPLAMIENTOS.....	162
12.3.	INSTALACIÓN.....	162
12.4.	LUBRICACIÓN.....	162
12.5.	PUESTA EN MARCHA.....	163
12.6.	CAMBIOS DE ACEITE.....	163
12.7.	MANTENIMIENTO.....	163
12.7.1.	PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO.....	163
12.7.2.	ALMACENAMIENTO.....	164
12.7.3.	LIMPIEZA.....	164
12.7.4.	POSIBLES FALLAS.....	165
12.7.4.1.	FALLAS EN LA CARCASA.....	165
12.7.4.2.	FALLAS EN LA TRANSMISIÓN.....	165
12.7.4.3.	FALLAS EN LOS RODAMIENTOS.....	166
12.7.4.4.	FALLAS EN LAS BRIDAS.....	168
12.7.5.	MANTENIMIENTO CORRECTIVO.....	168
13.	CONCLUSIONES.....	169
14.	RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES.....	171
	BIBLIOGRAFÍA.....	172
	ANEXOS.....	175

LISTA DE ILUSTRACIONES

	Pág.
Ilustración 1. Logotipo Campo Escuela Colorado.	27
Ilustración 2. Alternativas de Solución.	31
Ilustración 3. Manufactura de Engranajes Helicoidales.	32
Ilustración 4. Caja de Engranajes Usados.	33
Ilustración 5. Dientes Rectos.	34
Ilustración 6. Dientes Helicoidales.	34
Ilustración 7. Dientes en V.	35
Ilustración 8. Transmisión entre ejes que se cortan.	35
Ilustración 9. Tornillo Sinfín y Rueda Cóncava.	36
Ilustración 10. Engranajes Helicoidales	36
Ilustración 11. Ruta de Alternativa Seleccionada.	37
Ilustración 12. Banco Prototipo Emulador de Cargas de un Sistema de levantamiento Artificial de Petróleo Tipo Convencional.	40
Ilustración 13. Unidad de Bombeo Tipo Convencional 1.	42
Ilustración 14. Unidad de Bombeo Tipo Convencional 2.	42
Ilustración 15. Unidad de Bombeo Tipo Convencional 3.	43
Ilustración 16. Unidad de Bombeo Tipo Convencional 4.	43
Ilustración 17. Reductor Guibe.	44
Ilustración 18. Reductores Sumitomo.	44
Ilustración 19. Restricciones de espacio en el Banco Prototipo.	45
Ilustración 20. Orientación 1 de los Engranajes.	48
Ilustración 21. Orientación 2 (Aleatoria) de los Engranajes.	48
Ilustración 22. Orientación 3 (lineal) de los Engranajes.	48
Ilustración 23. Piñón.	49
Ilustración 24. Engrane.	50
Ilustración 25. Cortes del Reductor.	50
Ilustración 26. Ensamble del Reductor.	51
Ilustración 27. Sentido de giro de los ejes.	52
Ilustración 28. Diseño de Ejes.	53
Ilustración 29. Bujes Separadores.	54
Ilustración 30. Platos para la sujeción de los engranes.	54
Ilustración 31. Modelo de las Bridas Fijas Ciegas.	55
Ilustración 32. Modelo de Bridas Roscadas Huecas.	55
Ilustración 33. Explosión de las láminas que conforman la Carcasa.	56

Ilustración 34. Modelo de la Carcasa.....	57
Ilustración 35. Modelo Final de la Carcasa.	58
Ilustración 36. Modelo Final del Reductor de Velocidad.	58
Ilustración 37. Modelo de la Herramienta de Apriete.	59
Ilustración 38. Diseño del Soporte o Base Rígida.....	60
Ilustración 39. Sistema Tensor.....	61
Ilustración 40. Diseño de la Guarda de Protección.	62
Ilustración 41. Tensiones del Eje 1.	63
Ilustración 42. Desplazamientos del Eje 1.	63
Ilustración 43. Deformaciones Unitarias del Eje 1.....	64
Ilustración 44. Factor de Seguridad del Eje 1.	64
Ilustración 45. Tensiones del Eje 2.	65
Ilustración 46. Desplazamientos del Eje 2.	65
Ilustración 47. Deformaciones Unitarias del Eje 2.....	66
Ilustración 48. Factor de Seguridad del Eje 2.	66
Ilustración 49. Tensiones del Eje 3.	67
Ilustración 50. Desplazamientos del Eje 3.	67
Ilustración 51. Deformaciones Unitarias del Eje 3.....	68
Ilustración 52. Factor de Seguridad del Eje 3.	68
Ilustración 53. Tensiones del Eje 4.	69
Ilustración 54. Desplazamientos del Eje 4.	69
Ilustración 55. Deformaciones Unitarias del Eje 4.....	70
Ilustración 56. Factor de Seguridad del Eje 4.	70
Ilustración 57. Tensiones en la Carcasa.	71
Ilustración 58. Desplazamientos de la Carcasa.	71
Ilustración 59. Deformaciones Unitarias de la Carcasa.	72
Ilustración 60. Factor de Seguridad de la Carcasa.	72
Ilustración 61. Tensiones del Soporte.....	73
Ilustración 62. Desplazamientos del Soporte.....	73
Ilustración 63. Deformaciones Unitarias del Soporte.	74
Ilustración 64. Factor de Seguridad de Soporte.....	74
Ilustración 65. Modelo del Sistema de Reducción de Velocidad.....	75
Ilustración 66. Sistema de Reducción de Velocidad acoplado al Banco Prototipo	76
Ilustración 67. Fuerzas sobre las poleas.....	78
Ilustración 68. Fuerzas que actúan sobre las poleas.	83
Ilustración 69. Fuerzas que actúan sobre el Eje 1.	83
Ilustración 70. Diagramas de Cortante, Momentos y Torque en el plano X-Y en el Eje 1.....	84
Ilustración 71. Diagramas de Cortante y Momentos en el plano X-Z en el Eje 1. ...	85

Ilustración 72. Fuerzas que actúan sobre el Eje 2.	89
Ilustración 73. Diagramas de Cortante, Momentos y Torque en el plano X-Y en el Eje 2.....	91
Ilustración 74. Diagramas de Cortante y de Momentos en el plano X-Z, en el Eje 2.	92
Ilustración 75. Fuerzas que actúan sobre el Eje 3.	94
Ilustración 76. Diagramas de Cortante y de Momentos en el plano X-Y, en el Eje 3.	97
Ilustración 77. Diagramas de Cortante, Momentos y Torque en el plano X-Z, en el Eje 3.....	98
Ilustración 78. Fuerzas que actúan sobre el Eje 4.	100
Ilustración 79. Diagramas de Cortante, Momentos y Torque en el plano X-Y, en el Eje 4.....	102
Ilustración 80. Diagramas de Cortante y de Momentos en el plano X-Z, en el Eje 4.	103
Ilustración 81. Cuñas paralelas.....	105
Ilustración 82. Motor Trifásico SIEMENS (REF.: 1LA7 080 - 4YA60).	110
Ilustración 83. Despiece del motor.....	112
Ilustración 84. Conexión Eléctrica.....	113
Ilustración 85. Interruptor ON/OFF.....	113
Ilustración 86. Sección Transversal de una Banda Tipo A.....	120
Ilustración 87. Logotipo NTN.....	121
Ilustración 88. Procedimiento básico para la selección de un rodamiento.	122
Ilustración 89. Rodamientos de Rodillos Cónicos.	124
Ilustración 90. Tipos y Características de los rodamientos cónicos.	124
Ilustración 91. Escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos.	126
Ilustración 92. Retenedor.....	132
Ilustración 93. Partes de un Retenedor.....	133
Ilustración 94. Nomenclatura de los Retenedores.	134
Ilustración 95. Retenedores con Labio Auxiliar.	135
Ilustración 96. Láminas de Acero Estructural ASTM A-36 HR de $\frac{3}{4}$ " de espesor.	137
Ilustración 97. Lámina de Acero Estructural ASTM A-36 HR de $\frac{1}{2}$ " de espesor.	137
Ilustración 98. Láminas de Acero Estructural ASTM A-36 HR de $\frac{1}{2}$ " y $\frac{1}{4}$ " de espesor.	137
Ilustración 99. Alesado de Láminas Frontal y Posterior (Acero Estructural ASTM A-36 HR de $\frac{1}{2}$ " de espesor, cada una.).....	138
Ilustración 100. Tornillos y Tubos.	139
Ilustración 101. Amarre de las Caras Frontal y Posterior.....	139

Ilustración 102. Soldadura por Arco Eléctrico con Electrodo Manual Revestido..	140
Ilustración 103. Detalle de la Soldadura en los vértices.....	140
Ilustración 104. Cordones previos de soldadura.....	141
Ilustración 105. Soldadura.....	141
Ilustración 106. Taladro Vertical.....	142
Ilustración 107. Machos para roscar y su soporte.....	142
Ilustración 108. Roscas Métricas M10 x 1.5.....	143
Ilustración 109. Tapa Superior.....	143
Ilustración 110. Soldadura de las Tapas Superior e Inferior.....	144
Ilustración 111. Carcasa Totalmente Ensamblada.....	144
Ilustración 112. Material de los Ejes.....	145
Ilustración 113. Eje 1. Acero SAE AISI 1045.....	146
Ilustración 114. Eje 2. Acero al Carbono SAE AISI 1045.....	146
Ilustración 115. Eje 3. Acero Aleado SAE AISI 4140.....	146
Ilustración 116. Eje 4. Acero Aleado SAE AISI 4140.....	146
Ilustración 117. Disco Macizo. Acero SAE AISI 1020.....	147
Ilustración 118. Disco Perforado. Acero SAE AISI 1020.....	147
Ilustración 119. Bridas Fijas.....	148
Ilustración 120. Bridas Fijas Huecas Acero SAE AISI 1020.....	149
Ilustración 121. Bridas Roscadas.....	149
Ilustración 122. Herramienta de Apriete de las Bridas Roscadas.....	150
Ilustración 123. Exclusión de bases y placas.....	151
Ilustración 124. Maquinado de las manivelas.....	152
Ilustración 125. Laminas de acero para el soporte base.....	152
Ilustración 126. Soporte o Base Rígida.....	153
Ilustración 127. Construcción de la Guarda de Protección.....	154
Ilustración 128. Malla Expandida.....	155
Ilustración 129. Acabado de partes internas.....	155
Ilustración 130. Pintura y acabado de la carcasa.....	156
Ilustración 131. Pintura y acabado de la base rígida y la guarda de seguridad. ...	157
Ilustración 132. Prueba en el torno.....	160
Ilustración 133. Prueba de estanqueidad.....	161
Ilustración 134. Desgaste en los rodillos.....	166
Ilustración 135. Señal de fallas en los rodillos.....	167
Ilustración 136. Desgaste en las pistas de los rodillos.....	167
Ilustración 137. Corrosión en Rodamientos.....	167
Ilustración 138. Astillado de los Rodamientos.....	167
Ilustración 139. Partes Fundamentales de un Sistema de Bombeo Mecánico. ...	192
Ilustración 140. Unidades de Bombeo Mecánico.....	193

Ilustración 141. Clasificación de las unidades de bombeo.....194
Ilustración 142.Unidad de Bombeo Mecánico Convencional.195

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Tabla de dispositivos.....	29
Tabla 2. Ventajas y Desventajas de la Manufacturación de Engranajes Helicoidales.....	32
Tabla 3. Ventajas y Desventajas de Adquirir los Engranajes en el Mercado Industrial de Repuestos Usados.	33
Tabla 4. Transmisión de Potencia.....	43
Tabla 5. Especificaciones Técnicas de los Engranajes.	49
Tabla 6. Características de los Engranajes.	49
Tabla 7. Tamaños de las Cuñas según el diámetro del eje.	106
Tabla 8. Factores de Servicio.	115
Tabla 9. Tabla de Selección para Bandas de Alta Capacidad.	116
Tabla 10. Tabla de Selección para Bandas Convencionales.	117
Tabla 11. Diámetro Mínimo Recomendado para la Polea del Motor Eléctrico.	117
Tabla 12. Selección de Transmisión en Existencia.....	119
Tabla 13. Tipos de Rodamientos y Comparación de su desempeño.....	123
Tabla 14. Correlación de la vida nominal básica del rodamiento, factor de vida y factor de velocidad.....	125
Tabla 15. Rodamientos seleccionados.	132
Tabla 16. Retenedores Seleccionados.	135
Tabla 17. Presupuesto.....	158
Tabla 18. Características de las unidades de bombeo.	194
Tabla 19. Unidad de Bombeo Tipo Convencional.....	196

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Propiedades del Acero Estructural ASTM A-36 HR.....	175
ANEXO B. Propiedades del Acero AISI SAE 1020.....	177
ANEXO C. Propiedades del Acero AISI SAE 1045.....	178
ANEXO D. Propiedades del Acero AISI SAE 4140.....	179
ANEXO E. Soldadura West-Arco AWS E6013.....	180
ANEXO F. Soldadura West-Arco AWS E7018.....	181
ANEXO G. Tabla de Par de Apriete de Pernos Métricos.....	182
ANEXO H. Tabla de Par de Apriete de Pernos Estándar.....	182
ANEXO I. Tabla de Balanceo Estático para Poleas	183
ANEXO J. Tabla de Datos Técnicos Nominales de Motores Siemens.....	184
ANEXO K. Tabla de Medidas para Montaje de Motores Siemens.....	184
ANEXO L. Dimensiones del Motor Siemens (REF.: 1LA7 080 - 4YA60).....	185
ANEXO M. Tolerancias para Poleas Convencionales.....	185
ANEXO N. Dimensiones para Poleas Estándar.....	186
ANEXO O. Lubricantes Recomendados	186
ANEXO P. Adhesivos Recomendados para las Uniones Liquidas.....	187
ANEXO Q. Adhesivos Recomendados para las Uniones Químicas.....	187
ANEXO R. Catálogo de Selección de Rodamientos NTN.....	188
ANEXO S. Bombeo Mecánico	192
ANEXO T. Planos.....	196
ANEXO U. Manual de Operación y Mantenimiento.....	196

GLOSARIO

Alesadora: El alesado o mandrilado es una operación de ensanchamiento cilíndrico de un agujero o de una cavidad, hasta llevarla a una determinada dimensión diametral.

Bastidor: Armazón de madera o metálica, que se usa para fijar o soportar lienzos, vidrios o las cajas de los vehículos, etc.

Brida: Pieza metálica que sirve para ensamblar vigas o tubos metálicos fijándola con clavos o tornillos.

Carcasa: Armazón o estructura sobre la que se montan otras piezas.

Concentricidad: Condición en la que los puntos medios de todos los elementos diametralmente opuestos de una figura de revolución (o elementos ubicados en correspondencia a dos o más piezas dispuestas radialmente) son congruentes con el eje (o punto central) de una dato de referencia.

Dinagramas: Graficas utilizadas en el análisis para el diagnóstico, mantenimiento, monitoreo y optimización de levantamiento artificial, especialmente de movimiento alternativo vertical.

Electrostática: (Ref. Pintura Electrostática) La Pintura Electrostática es una pintura en polvo parecida al polvo talco que se aplica mediante un proceso de recubrimiento electrostático. En este proceso las partículas de polvo de la pintura se cargan eléctricamente mientras el producto a pintar está conectado a tierra, y como resultado se produce una atracción electrostática que permite al producto adherirle una película de polvo suficiente para recubrir toda su superficie de manera pareja y total.

Encoder: dispositivo que sirve para medir velocidad, posición angular y/o posición lineal. Es un transductor rotativo que transforma un movimiento angular en una serie de impulsos digitales.

Prototipo: Ejemplar de alguna cosa que se toma como modelo para crear otros de la misma clase.

Reciprocante: Es en realidad el movimiento que adoptan ciertas maquinas, como los motores de combustión interna, los compresores de aire de pistones, las bombas de agua o aceite, etc. En resumen el movimiento reciprocante es aquel

que se usa donde una parte mecánica va y viene, sube o baja de tal forma que este movimiento se usa para desempeñar algún trabajo útil.

Taladrina: La taladrina o aceite de corte es un producto compuesto por agua y aceites que se utiliza como lubricante y refrigerante en la industria del mecanizado mecánico, en operaciones de mecanizado por arranque de viruta.

Thinner: El diluyente (thinner en inglés), también conocido como adelgazador o rebajador de pinturas, es una mezcla de disolventes de naturaleza orgánica derivados del petróleo que ha sido diseñado para disolver, diluir o adelgazar sustancias insolubles en agua, como la pintura, los aceites y las grasas.

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE VELOCIDAD PARA UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL.*

AUTORES: IVÁN DARÍO GUERRERO FAJARDO, ADRIÁN SÁNCHEZ CÉSPEDES.†

PALABRAS CLAVES: Diseño y Construcción, Reductor de velocidad, Engranajes Helicoidales, Unidad de bombeo mecánico.

DESCRIPCIÓN

El presente trabajo de grado surge como respuesta a la necesidad de mejorar las condiciones mecánicas de operación y aumentar la funcionalidad de un banco de pruebas perteneciente a un proyecto de investigación desarrollado en mutua labor por la Universidad Industrial de Santander y Campo Escuela Colorado.

El banco de pruebas es un prototipo de una unidad de bombeo de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional, que emula el comportamiento cinemático de estos mecanismos, así mismo como su sistemas de cargas, y fue construido con la finalidad de generar unos dinagramas (graficas que relacionan las curvas de esfuerzos versus desplazamientos, utilizadas para el diagnóstico de este tipo de maquinaria, y el comportamiento de las mismas en los campos petroleros).

Para aumentar la funcionalidad del banco y generar un diagnóstico más amplio y veraz, y aumentar la fiabilidad de sus resultados se cambiara el sistema transmisor de potencia, para obtener un análisis de las variables eléctricas del motor e inferir las cargas simuladas por el banco.

Por tal motivo se diseñó y se construyó un Sistema Transmisor de Potencia (Sistema de Reducción de Velocidad), que se adecuara a las restricciones y a las condiciones necesarias para el buen funcionamiento del Banco Prototipo.

El Sistema cuenta con un Generador de Potencia (Motor Eléctrico) de 1 HP, una Transmisión con Elementos Flexibles (Poleas y Bandas) con relación 3:1, y un Reductor de Velocidad (Caja de Engranajes Helicoidales) con relación 45:1.

La importancia de este proyecto radica en el proceso de diseño y construcción que se llevó a cabo para la caja de engranajes helicoidales, bajo los conceptos de manufacturabilidad y ensamblabilidad de la misma.

* Trabajo de Grado.

† Facultad de Ingenierías Físico- Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Jorge Enrique Meneses Flórez.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF SPEED REDUCTION SYSTEM PROTOTYPE FOR BANK CHARGES AN EMULATOR ARTIFICIAL LIFT SYSTEM CONVENTIONAL OIL.*

AUTHORS: IVÁN DARÍO GUERRERO FAJARDO, ADRIÁN SÁNCHEZ CÉSPEDES.†

KEYWORDS: Design and Construction, Speed Reducer, Helical Gears, Mechanical Pumping Unit.

DESCRIPTION

This degree work is a response to the need to improve the mechanical operating conditions and increase the functionality of a test belonging to a research project on mutual efforts by the Industrial University of Santander and Colorado School Field.

The test is a prototype of a pumping unit artificial lift oil conventional type, which emulates the kinematics of these mechanisms, likewise as your system loads, and was established with the aim of generating dinagramas (graphs that relate the efforts versus displacement curves, used for the diagnosis of this type of machinery, and the behavior of the same in the oil fields).

To increase the functionality of the bank and attract a broader and accurate diagnosis, and increase the reliability of results transmitter power system was changed, for a discussion of the electric motor variables and infer loads simulated by the bank.

Therefore designed and built a transmitter Power System (System Speed Reduction), which is adequate to the restrictions and conditions necessary for the proper functioning of the Bank Prototype.

The system features a Power Generator (Electric Motor) 1 HP, one with Flexible Transmission Elements (pulleys and belts) with 3:1 ratio and a speed reducer (Gearbox Helical) with 45:1 ratio .

The importance of this project lies in the process of design and construction that took place for worm gearbox under the concepts of manufacturability and ensamblabilidad it.

* Graduation Project.

† School of Physics and Mechanics, School of Mechanical Engineering, Jorge Enrique Meneses Flórez Engineering.

INTRODUCCIÓN

El actual escenario de competitividad en el que se mueven las empresas de ingeniería, demanda nuevos enfoques de producción, donde las variables juegan un papel relevante.

La metodología de diseño debe ir seleccionando entre todas las posibilidades, entre todos los matices, entre todas las tonalidades, cuál es la que a nuestro entender se adapta mejor a los requisitos y restricciones, hasta quedarse con una única solución.

Es muy probable que no tengamos herramientas definitivas para saber a priori que nuestro diseño es efectivamente la mejor solución, pero sí podemos saber a priori que si no se trata de una única y unívoca propuesta, no se trata de un buen diseño. Si va a diseñar, ármese de la valentía necesaria para tomar las decisiones que su convicción, conocimientos, experiencia y olfato le indiquen.

Es por ello que el presente trabajo, nos muestra el proceso de Diseño y Construcción de un Reductor de Velocidad, para un Banco prototipo de levantamiento artificial de petróleo. Otros los considerarían como un proceso de reingeniería aplicado a dicho Banco.

"La Reingeniería es el replanteamiento fundamental y el rediseño radical de los procesos del negocio para lograr mejoras dramáticas dentro de medidas críticas y contemporáneas de desempeño, tales como costo, calidad, servicio y rapidez". (Hammer, 1994).*

En su estado actual, la reingeniería nos ayuda a ajustar los procesos, negocios, maquinas, etc., a partir de antiguos paradigmas hacia uno nuevo de servicio e información.

La Universidad Industrial de Santander (UIS), como ente oficial del estado, encargado de la educación y formación de profesionales íntegros, tiene dentro de sus objetivos la realización de proyectos de trabajo e investigación, y convenios tanto propios como en mutuo desarrollo con la parte industrial y comercial ajena a la Universidad, que así lo requiera.

* Fuente Web:

<http://www.monografias.com/trabajos28/reingenieria/reingenieria.shtml#ixzz2nkn56E52>

Por tanto, el presente trabajo describe el Proceso de Reingeniería diseñado por nosotros los autores del mismo, para el mejoramiento de un Banco de Pruebas, ubicado en el Laboratorio de Automatización Industrial de la Escuela de Ingeniería Mecánica, encargado de ciertos procesos pedagógicos y de investigación, relacionados con esta temática, y perteneciente al Campus Universitario.

El libro está estructurado en capítulos, que los guiaran poco a poco (desde la fase previa de investigación y documentación, hasta la construcción del modelo del reductor de velocidad, y el análisis de las pruebas de funcionamiento y rendimiento, realizadas a dicho modelo) a manera de procedimiento, por la forma en la que fue realizado este trabajo.

Nosotros los autores, en calidad de Estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, hemos realizado este Trabajo de Grado, también con el propósito de cumplir con el requisito de la realización de un Proyecto o Tesis de Grado para la obtención del título como Ingeniero Mecánico, otorgado por la Universidad en mención.

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

ANTECEDENTES, FORMULACIÓN Y DESCRIPCIÓN

Actualmente los países desarrollados y los que se encuentran dentro de este proceso, basan sus avances industriales, militares, y tecnológicos entre otros, en la búsqueda, adquisición y administración de los recursos energéticos, para seguir continuamente en su proceso de modernización y alcanzar el liderazgo mundial.

El Petróleo y sus derivados, es sin duda alguna uno de estos recursos, o tal vez el recurso natural más energético que podemos encontrar dentro de la corteza terrestre. Es por eso, que el Proceso de Exploración y Explotación del mismo, se ha convertido en uno de los pilares para aquellos países llamados Potencias Mundiales.

La Universidad Industrial de Santander (UIS) y La Empresa Colombiana de Petróleos (ECOPETROL S.A.), firmaron el Convenio Interadministrativo de Cooperación Empresarial con fines Científicos y Tecnológicos*, por medio del cual la compañía estatal petrolera hizo entrega a la UIS del Campo Colorado. Esta alianza se constituye en la primera experiencia nacional en materia de interacción academia - industria en el sector hidrocarburos.

Ilustración 1. Logotipo Campo Escuela Colorado.



(UIS - Campo Escuela Colorado, 2012)

El Campo Escuela Colorado promoverá la investigación científica y el desarrollo tecnológico de la cadena productiva de los hidrocarburos, para lograr su producción sostenible y su articulación al desarrollo económico y social del país. De igual forma, se consolidará como un centro de investigación y de entrenamiento académico y práctico.

* Fuente Web:

<http://www.uis.edu.co/webUIS/es/academia/facultades/fisicoQuimicas/campoEscuela/index.html>

Seguidamente, un grupo de estudiantes dirigido por el cuerpo de docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, en representación de la Universidad Industrial de Santander, han realizado el diseño y la construcción de un BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL, para la realización de pruebas y adquisición de datos, en campos que sean considerados viables para la exploración del preciado recurso natural.

Este Prototipo simula su comportamiento al Equipo Superficial de Bombeo, utilizado en la explotación del petróleo.

Dado que el banco hace parte de un Proyecto de Investigación*, este deberá estar sometido a un proceso continuo de reingeniería o proceso de mejoramiento, en el cual se deben modificar o cambiar algunos componentes que optimicen su funcionamiento, y así, la confiabilidad de los resultados mostrados por el banco en los fines para los cuales fue creado.

Actualmente el Banco Prototipo cuenta en su sistema de transmisión de potencia, con un sistema reductor de velocidad compuesto por un motorreductor de tipo tornillo sin fin corona, que proporciona una eficiencia cerca del 65%, condición que está generando pérdidas de potencia y con ello, una disminución en la fidelidad de los datos obtenidos por el banco. Además de una segunda etapa de reducción por elementos flexibles, mecanismo que no pertenece a los diseños propuestos para este tipo de máquinas.

* Proyecto 8556. Desarrollo de un Prototipo de POZO INTELIGENTE para CEC Fase 1. Financiado por la VIE – CEC (Campo Escuela Colorado).

2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Es para la Universidad Industrial de Santander, una obligación estar en el continuo mejoramiento de sus procesos pedagógicos y de investigación, de acuerdo con las tendencias y cambios tecnológicos y las necesidades del sector empresarial y de los trabajadores, impactando positivamente la productividad, la competitividad, la equidad y el desarrollo del país.

El Banco Prototipo Emulador de Cargas de un Sistema de levantamiento Artificial de Petróleo Tipo convencional, es un banco de pruebas para la adquisición de datos, necesarios en el análisis y monitoreo del comportamiento y estado de los pozos y/o yacimientos, así como del sistema de bombeo mecánico.

Dado la temática tan amplia que se manejó en el diseño y la construcción del banco prototipo, hay que profundizar en algunos aspectos para mejoramiento del dispositivo, de tal manera que dichos cambios le den mejores condiciones de operación y calidad, y alarguen su vida útil de trabajo, así como una mejor reputación dentro del campo de estas máquinas emuladoras.

Tabla 1. Tabla de dispositivos.

DISPOSITIVO EQUIPADO ACTUALMENTE	DISPOSITIVO RECOMENDADO
Transmisión por Cadena	Transmisión por Bandas
Reductor Sin Fin Corona, lo consideran obsoleto por sus grandes defectos que son, el bajo rendimiento energético y la pérdida de tiempo entre ciclos.	Caja de Engranajes, Sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor mantenimiento.

(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

En la solución al problema identificado, se propuso el Rediseño del Sistema de Transmisión de Potencia, específicamente en el Sistema Reductor de Velocidad, que incluye el recambio del mecanismo actualmente dispuesto por los dispositivos recomendados.

También podemos resaltar que el principal motivo por el cual se Justifica la realización de este trabajo, en el proceso de reingeniería y recambio de piezas

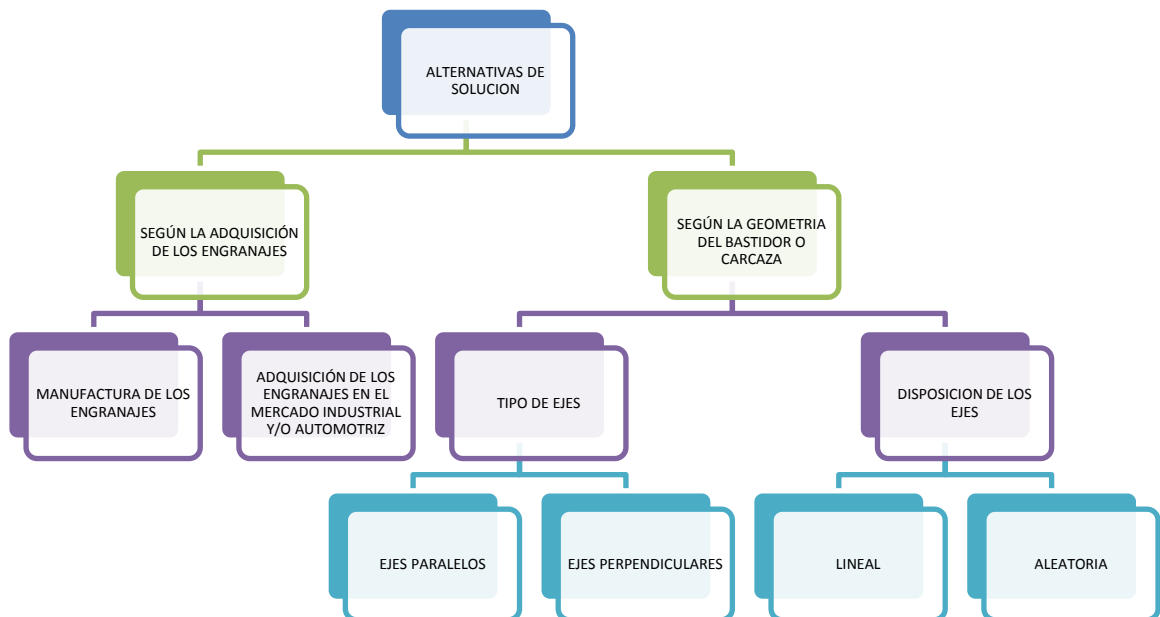
propuesto para el banco, es el hecho por el cual en el mercado no existe una maquina o mecanismo particular que se adapte a las condiciones necesarias del banco prototipo, por lo tanto es imperioso e ineludible el diseño y la construcción de las mejoras propuestas.

En consecuencia, nosotros los Autores de este Trabajo de Grado, pondremos a manera de prueba todos nuestros conocimientos y destrezas adquiridas a lo largo de nuestra carrera, con el fin de ratificarlos, y mostrar el desempeño y dominio de los temas que muy seguramente, estarán presentes en la cotidianidad de nuestros nuevos perfiles como profesionales, en el diseño y la construcción del Sistema de Reducción de Velocidad del Banco Prototipo.

3. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

Para la realización de nuestro Sistema de Reducción de Velocidad, hemos clasificado las alternativas de solución en dos grupos principales. Estas alternativas están enfocadas en el diseño y la construcción de la caja de engranajes, perteneciente a la segunda etapa de reducción. Se relacionan directamente con la manufactura y/o adquisición de los elementos necesarios para el Reductor, así como de su disposición espacial, condiciones que darán características diferentes de rendimiento, eficiencia, tamaño y valor económico.

Ilustración 2. Alternativas de Solución.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

3.1. SEGÚN LA ADQUISICIÓN DE LOS ENGRANAJES.

3.1.1. MANUFACTURA DE LOS ENGRANAJES

El diseño y la manufactura de todos y cada uno de los engranajes, le dan una condicionalidad de nuevos, que trae consigo ciertas ventajas y desventajas para el diseño y la construcción de nuestro Reductor de Velocidades, que a continuación se nombrarán:

Ilustración 3. Manufactura de Engranajes Helicoidales.



(Google, <http://needish-salesads.s3.amazonaws.com/76537-3-big.jpg>)

Tabla 2. Ventajas y Desventajas de la Manufacturación de Engranajes Helicoidales.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Buen Rendimiento Mecánico	Alto costo económico
Exactitud en la relación de reducción de la transmisión	Difícil adquisición de los materiales
Tamaño adecuado de cada uno de los engranajes	Mayor tiempo en la fabricación de los engranajes
Mayor vida útil	Requiere tratamientos térmicos
Menor número de engranajes	Mayor tiempo en la elaboración del diseño

(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

3.1.2. ADQUISICIÓN DE LOS ENGRANAJES EN EL MERCADO INDUSTRIAL Y/O AUTOMOTRIZ

Actualmente en el mercado tanto industrial como automotriz, se pueden encontrar elementos de máquinas de segunda mano o comúnmente llamados usados, que se encuentran en excelentes condiciones mecánicas, y pueden ser utilizados para reemplazar piezas defectuosas, con la finalidad de cumplir las mismas funciones que las piezas originales, y así evitar sobrecostos en la obtención de repuestos.

Tabla 3. Ventajas y Desventajas de Adquirir los Engranajes en el Mercado Industrial de Repuestos Usados.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Bajo costo económico	Exactitud disminuida en la relación final del tren
Menor tiempo en el diseño del tren	Menor vida útil
Fácil adquisición	Mayor número de engranajes
Fácil sustitución o recambio	Dificultad para adecuar el tamaño de los engranajes al espacio disponible

(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Ilustración 4. Caja de Engranajes Usados.



(Google,
http://img.alibaba.com/photo/103599346/Helical_gearboxes_speed_reducer_gear_reducer_smooth_quiet_durable.jpg)

3.2. SEGÚN LA GEOMETRÍA DEL BASTIDOR O CARCASA

3.2.1. SEGÚN EL TIPO DE EJE

El uso de engranajes para la transmisión de movimiento, según la disposición de los ejes puede ser:

3.2.1.1. ENTRE EJES PARALELOS

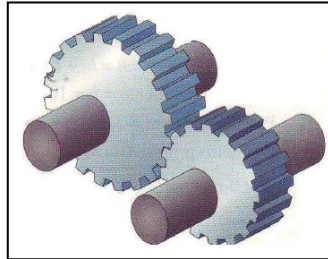
Se utiliza para la transmisión entre ejes (o árboles) con poca separación, siendo la forma de los piñones o ruedas, cilíndrica. Normalmente el tallado de los dientes es

sobre la superficie exterior de la rueda, aunque también puede ser interior. Los engranajes pueden ser:

- **Engranajes entre dientes rectos:**

Ilustración 5.

Dientes Rectos.



(Hervás)

Son los más **sencillos de fabricar** y se utilizan en máquinas para **transmitir pequeños esfuerzos**. Se emplea en maquinaria que utilice ejes cuya **velocidad no es muy elevada**, ya que es un **sistema ruidoso** y **causa vibración**.

Además de producir mucho ruido tiene el inconveniente de **transmitir el esfuerzo solo sobre el diente que esta engranado**.

- **Engranajes entre dientes helicoidales:**

Ilustración 6.

Dientes Helicoidales.



(Hervás)

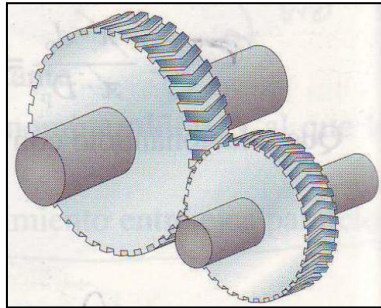
Tienen la particularidad de que **varios dientes están engranados a la vez**. Esto da a lugar a que el esfuerzo de flexión se reparta entre ellos durante la transmisión, lo que hace que las **posibilidades de rotura sean menores**. Además **así se disminuye el ruido durante el funcionamiento**.

El único inconveniente es que **al estar inclinados los dientes se produce una fuerza axial** (en el sentido de los ejes) **sobre los cojinetes de apoyo del eje**.

- **Engranajes entre dientes en V:**

Ilustración 7.

Dientes en V.



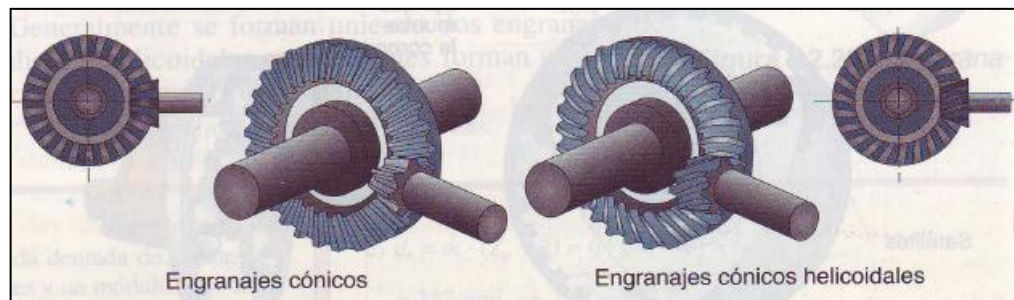
(Hervás)

Estos engranajes conservan las ventajas de los engranajes helicoidales, con un diseño que contrarresta las fuerzas axiales.

3.2.1.2. ENTRE EJES PERPENDICULARES

- **Transmisión entre ejes que se cortan:**

Ilustración 8. Transmisión entre ejes que se cortan.



(Hervás)

Estos engranajes tienen las superficies primitivas troncocónicas. Esta transmisión **permite transferir esfuerzos importantes** pero, al mismo tiempo, **se generan grandes esfuerzos axiales**.

Los engranajes pueden ser:

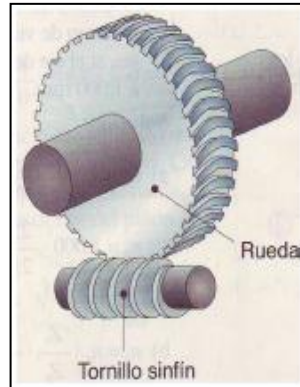
- De dientes rectos: Engranajes Cónicos
- De dientes helicoidales: Engranajes cónicos helicoidales

- **Transmisión entre ejes que se cruzan:**

Existen dos formas básicas:

- **Tornillo Sinfín y Rueda Concava:**

Ilustración 9. Tornillo Sinfín y Rueda Cóncava.



movimiento del tornillo a la rueda cóncava (corona) y **nunca al revés**, lo que permite que se pueda utilizar en aplicaciones en las que una vez el motor se ha parado, no sea arrastrado por el propio peso.

(Hervás)

Tiene la ventaja de que **solamente puede transmitir el**

Permite la transmisión de esfuerzos muy grandes y a la vez **tiene una relacion de transmisión muy baja.**

- **Engranajes helicoidales:**

Ilustración 10. Engranajes Helicoidales



(Hervás)

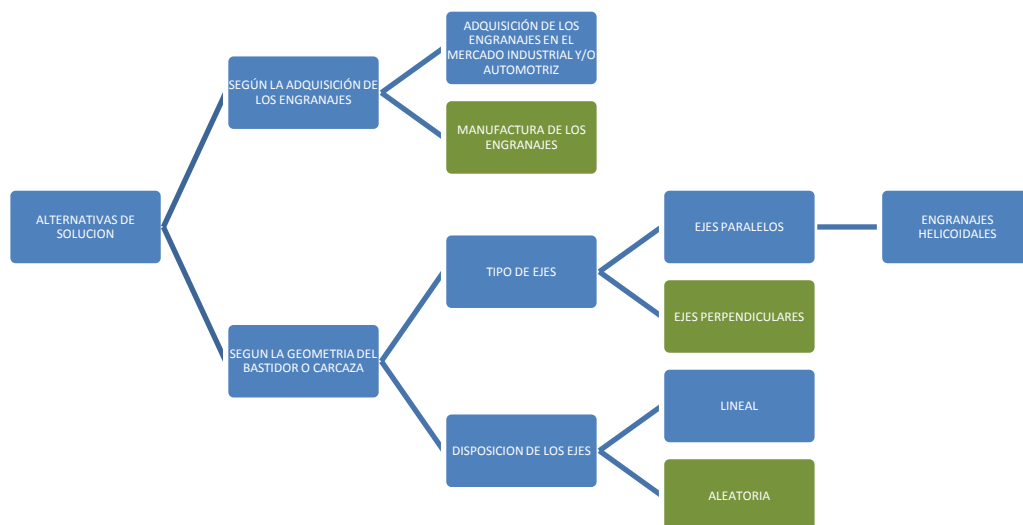
3.2.2. SEGÚN LA DISPOSICION DE LOS EJES

3.2.2.1. LINEAL

3.2.2.2. ALEATORIA

3.3. ALTERNATIVA SELECCIONADA

Ilustración 11. Ruta de Alternativa Seleccionada.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Como se mencionó inicialmente, las alternativas de diseño están basadas en el diseño de la Caja Reductora, y luego del análisis de todas y cada una de ellas, hemos seleccionado finalmente las siguientes condiciones y parámetros, con los cuales diseñaremos y construiremos nuestro Sistema Reductor de Velocidad.

Por lo tanto, la Caja Reductora, será de Engranajes Helicoidales, obtenidos en el mercado industrial y/o automotriz, con tres o cuatro parejas engranadas, de ejes paralelos y de disposición lineal.

4. OBJETIVOS

4.1. OBJETIVOS GENERALES

- Aportar a la misión de la Universidad de Santander, que tiene como propósito la formación de personas de alta calidad ética, política y profesional; la generación y adecuación de conocimientos; la conservación y reinterpretación de la cultura y la participación activa liderando procesos de cambio por el progreso y mejor calidad de vida de la comunidad.
- Fomentar en la Escuela de Ingeniería Mecánica, el interés por el estudio de los proyectos en la modalidad de diseño y construcción de elementos de máquinas y herramientas, para la parte de explotación de hidrocarburos, como vía alterna en el ejercicio profesional.
- Generar y Auspiciar espacios de colaboración y trabajo mutuo, que fortalezcan los procesos de investigación y proyectos, entre la Escuela de Ingeniería Mecánica y la Escuela de Ingeniería de Petróleos, de la Universidad Industrial de Santander.

4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y Construir el Sistema de Reducción de Velocidad para un Banco Prototipo Emulador de Cargas de un Sistema de levantamiento Artificial de Petróleo Tipo Convencional.
 - Diseñar y Construir un sistema de transmisión flexible de movimiento entre el motor y el reductor de velocidad construido, con una relación de reducción de 3:1.
 - Diseñar y Construir un Reductor de Velocidad (Caja de Engranajes), desmontable, con una relación de reducción de 45:1, con las siguientes limitantes de espacio (800*430*500, mm) entendiéndose las dimensiones como largo, ancho y alto, y una potencia de entrada de 1 HP.

- Adecuar el “Banco Prototipo Emulador de Cargas de un Sistema de levantamiento Artificial de Petróleo Tipo Convencional” para la instalación y el montaje del Sistema de Reducción de Velocidad.
- Realizar un Catálogo de Operación y Mantenimiento, para el Sistema Reductor de Velocidad, que garantice el aprovechamiento de su vida útil y la correcta manipulación.

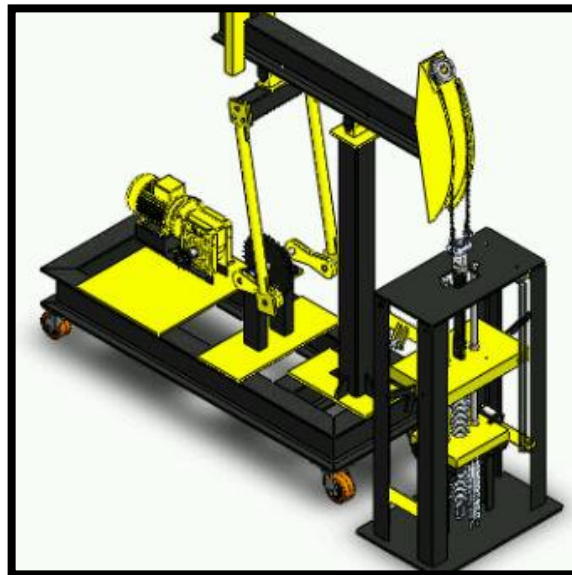
5. MARCO TEÓRICO

Para satisfacer la necesidad planteada, y cumplir con los objetivos propuestos, se diseñó y se construyó, el sistema reductor de velocidad para el Banco prototipo emulador de cargas de un sistema de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional.

En este capítulo vamos a hacer un preámbulo, que nos lleve al contorno industrial, en el cual se encuentra la maquinaria que es material de estudio en este trabajo. Para ello nos trasladamos al Sector Petrolero, más precisamente a la parte encargada de la Extracción de los Hidrocarburos. Las empresas dedicadas a esta tarea cuentan con una compleja infraestructura conformada por el talento humano y la maquinaria necesaria para este trabajo. El proceso de extracción del petróleo se basa en el principio del Bombeo Mecánico. (Ver ANEXO S.)

5.1. BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL

Ilustración 12. Banco Prototipo Emulador de Cargas de un Sistema de levantamiento Artificial de Petróleo Tipo Convencional.



(Pardo Galvis & Espinosa Chilito, 2012)

El *BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL* hace parte de este grupo (Clase I) de unidades de bombeo, y fue diseñado y construido por un grupo de estudiantes de la Universidad Industrial de Santander, con base en las principales características de este tipo de maquinaria.

El banco prototipo está formado principalmente por las siguientes partes:

- SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
 - Motorreductor (Tornillo Sinfín-Corona)
 - Transmisión por Elementos Flexibles (Cadena y Rueda Catarina)

- ESTRUCTURA DEL MECANISMO
 - Base
 - Mecanismo Manivela-Biela
 - Balancín (Viga Viajera)
 - Contrapeso
 - Cabezal del Balancín
 - Pivote

- SISTEMA EMULADOR DE CARGAS
 - Celda de Carga
 - Encoder
 - Bloque Viajero
 - Bloque de Bombeo o Succión
 - Resorte Viajero
 - Resortes de Bombeo
 - Estructura Metálica

5.2. ANTECEDENTES HISTÓRICOS

Las siguientes fotografías nos muestran algunas de las unidades de bombeo tipo convencional que actualmente están presentes en la industria petrolera, y que nos servirán de ejemplo y guía, en el proceso de optimización y mejoramiento del Banco Prototipo Emulador de Cargas de un Sistema de Levantamiento Artificial de Petróleo Tipo Convencional.

Ilustración 13. Unidad de Bombeo Tipo Convencional 1.



(Google, http://img.alibaba.com/photo/285428447/Conventional_traveling_beam_pumping_unit.jpg)

Ilustración 14. Unidad de Bombeo Tipo Convencional 2.



(Google, http://i01.i.aliimg.com/img/pb/576/578/552/552578576_605.jpg)

Sin ir muy lejos dentro de nuestro Campus Universitario también tenemos un claro ejemplo de una de estas Unidades de bombeo.

Ilustración 15. Unidad de Bombeo Tipo Convencional 3.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

Ilustración 16. Unidad de Bombeo Tipo Convencional 4.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

De acuerdo con la información recopilada hasta el momento, podemos observar que existen algunas diferencias notorias entre el Banco Prototipo y las Unidades de Bombeo Reales, más detalladamente en los componentes de sus sistemas de transmisión de potencia.

Tabla 4. Transmisión de Potencia.

TRANSMISIÓN DE POTENCIA	
UNIDAD DE BOMBEO REAL	BANCO PROTOTIPO
Motor Eléctrico	Motorreductor
Transmisión por Bandas	Transmisión por Cadenas
Poleas	Catarinas
Caja de Engranajes	Tornillo Sin fin-Corona

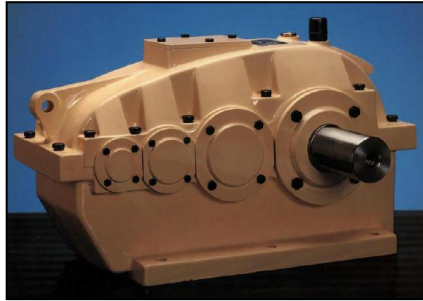
(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

Con el objetivo de eliminar estas discrepancias, nosotros los autores de este trabajo, vamos a rediseñar y a construir el nuevo sistema de transmisión de potencia para el Banco Prototipo.

Adicionalmente y por recomendación del mismo Fabricante del Banco Prototipo, este nuevo sistema de transmisión de potencia deberá estar compuesto por los elementos mencionados anteriormente, para las Unidades de Bombeo Reales.

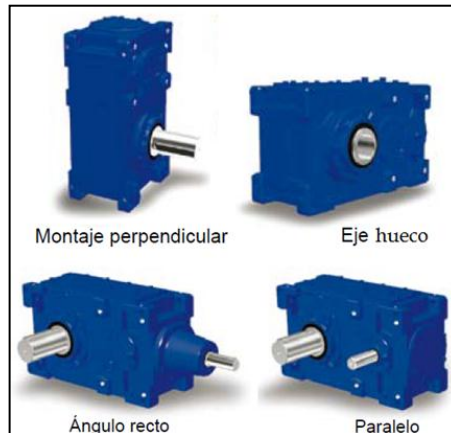
Teniendo en cuenta, que tanto la Unidad Motriz, como la Transmisión por Bandas y Poleas, son únicamente Seleccionadas en la Etapa del Rediseño y que el único componente que debe ser construido en su totalidad, es la Caja de Engranajes, se realizo también una reseña histórica para estos dispositivos.

Ilustración 17. Reductor Guibe.



(Talleres Guibe S.A.)

Ilustración 18. Reductores Sumitomo.



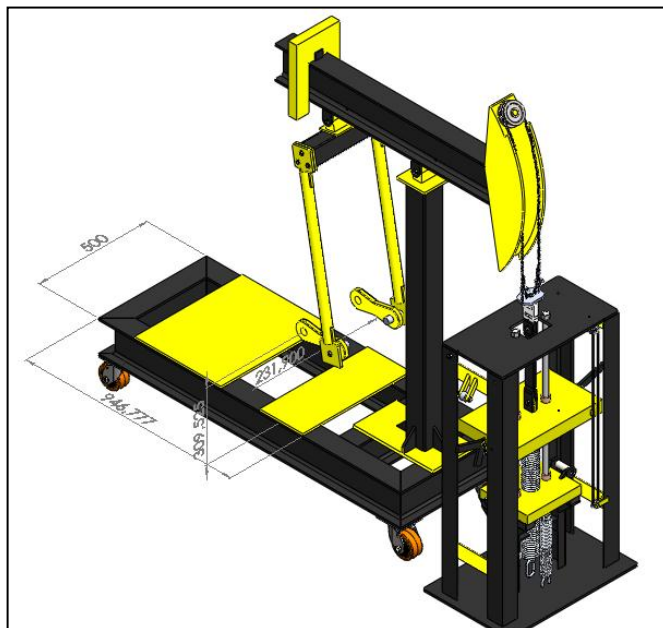
(Sumitimo Heavy Industries LTDA.)

6. DISEÑO

Nuestro sistema reductor de velocidad, estuvo siempre delimitado por los parámetros o condiciones existentes en el Banco Prototipo, ante cualquier mejora o recambio. Los parámetros por los cuales fue realizado nuestro diseño son principalmente los siguientes:

- **La Potencia del Motor (1 HP).** El Banco Prototipo funcionaba inicialmente con un Motorreductor que proporciona un Horsepower (1 HP) de potencia. Cualquier cambio en la potencia, podía generar cambios estructurales y/o cambios en el mecanismo de funcionamiento de Banco Prototipo, razón por la cual dicha potencia debió mantenerse igual, para el nuevo sistema transmisor.
- **La Velocidad de funcionamiento del mecanismo.** El nuevo sistema transmisor de potencia (Sistema Reductor de Velocidad), debía entregar al mecanismo una velocidad de funcionamiento que se encontrara dentro del rango de $8 \leq \text{RPM} \leq 13$.

Ilustración 19. Restricciones de espacio en el Banco Prototipo.



(Pardo Galvis & Espinosa Chilito, 2012)

- **Restricciones de espacio.** El Banco Prototipo, su estructura y mecanismo de funcionamiento, nos limitaron geoméricamente la construcción del sistema reductor de velocidad. Para ello se disponía, de un área no mayor a 946 x 500 mm., en la cual debía ser ubicado el nuevo sistema reductor de velocidad.

Adicionalmente el nuevo reductor, debía entregar la potencia a dos manivelas que se encuentran dispuestas de una manera exacta, para el correcto funcionamiento del mecanismo. Dichas manivelas se encuentran paralelas entre si, a una distancia de 231.9 mm., y a una altura con respecto a la estructura base de 309.52 mm., desde su centro del orificio, donde reciben la potencia.

Luego de tener claro todos y cada uno de los parámetros por los cuales debíamos realizar nuestro diseño, además de las alternativas propuestas para el mismo, iniciamos el proceso de diseño del modelo del Reductor de Velocidad.

Se decidió que nuestro modelo del Sistema Reductor de Velocidad estará compuesto por:

- **Un Motor Eléctrico de un horsepower de potencia (1 HP).**
Mantener igual la potencia del banco, significaba conservar las condiciones mecánicas (dinámicas y estáticas) del mecanismo y nos evitaría realizar algún cambio sobre el mismo.
- **Una Primer Etapa de Reducción por Poleas y Bandas**
La utilización de estas, hacen el funcionamiento del mecanismo más suave y silencioso, en comparación con la transmisión por cadena. Además este mecanismo es el candidato perfecto, en cuanto a la baja velocidad de operación y la potencia que se quieren transmitir. Su diseño es sencillo y de un bajo costo de fabricación.
- **Una Segunda Etapa de Reducción por Engranajes Helicoidales**
Las transmisiones con engranajes son consideradas como las más eficientes, aunque las pérdidas de potencia pueden variar desde 0.5% hasta 80% por engranamiento, lo que depende de los tipos de los engranajes, sistema de lubricación, chumaceras y el grado de precisión

de manufactura. En los engranajes helicoidales la eficiencia varía desde 97% hasta 99.5%.

La principal ventaja de los engranajes helicoidales sobre los rectos es el engranado más gradual, porque determinado diente adquiere su carga en forma gradual, y no repentina.

Al emplear una transmisión con engranajes helicoidales se obtiene una serie de beneficios sobre otras formas de reducción. Algunos de estos beneficios son:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Mayor rigidez en el montaje.

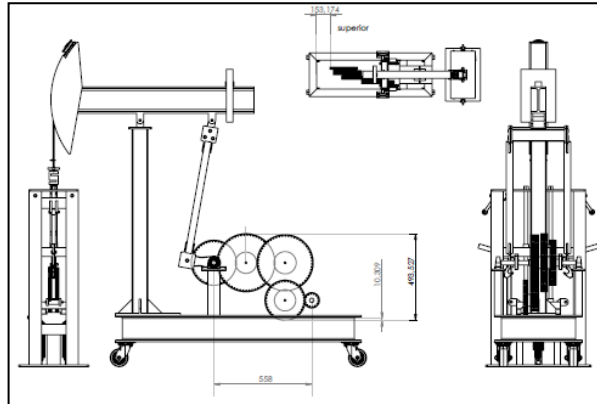
Lo importante de este modelo y de su diseño, es la construcción del reductor de engranajes helicoidales, y es el tema en el cual vamos a profundizar, sin olvidar y restarle valor a la selección del motor, y a los elementos que son parte de la transmisión flexible, como las poleas y la banda.

6.1. DISEÑO DEL REDUCTOR DE ENGRANAJES HELICOIDALES

Para la construcción del reductor, iniciamos por la obtención de los engranajes helicoidales en el mercado automotriz, teniendo en cuenta su estado óptimo para la aplicación solicitada. Allí encontramos parejas engranadas o trenes de engranajes con diversas relaciones de reducción y diversos tamaños.

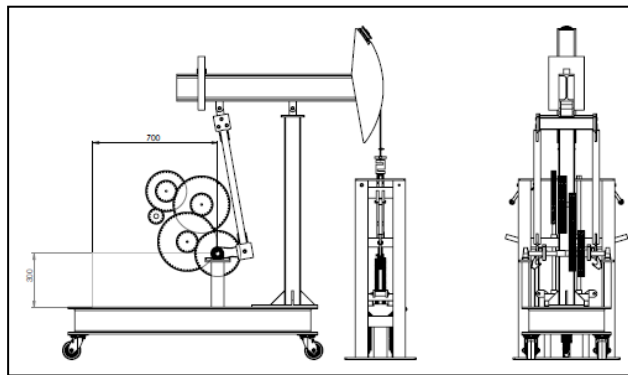
Seguidamente nos dimos a la tarea de organizar espacialmente a los engranajes, de tal manera que la carcasa fuera lo más pequeña y compacta posible.

Ilustración 20. Orientación 1 de los Engranajes.



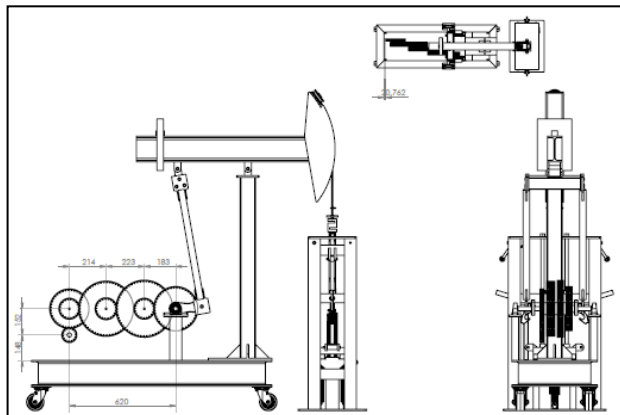
(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Ilustración 21. Orientación 2 (Aleatoria) de los Engranajes.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Ilustración 22. Orientación 3 (lineal) de los Engranajes.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Las anteriores ilustraciones nos muestran las posibilidades que teníamos de alinear los engranajes de acuerdo al espacio disponible en el banco. Para este caso se muestran cuatro parejas engranadas que cumplían con la relación de reducción, pero ocupaban un espacio muy grande, lo que ocasionaría que tuviéramos que construir un reductor de un tamaño considerable.

Luego de una buena búsqueda, pudimos adquirir tres parejas engranadas iguales, que cumplen con las especificaciones técnicas y la relación de transmisión necesarias. Los engranajes corresponden a la primera marcha de una caja de transmisión de un automóvil de la marca **Chevrolet** y de referencia **Alto**.

Tabla 5. Especificaciones Técnicas de los Engranajes.

ESPECIFICACIÓN TÉCNICA	EQUIVALENCIA
POTENCIA (HP @ RPM)	65 @ 6500
TORQUE (kg-m @ RPM)	8.3 @ 3500
RELACIÓN 1^{ra}	3.523

(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Tabla 6. Características de los Engranajes.

PROPIEDAD	PIÑÓN	ENGRANE
Diámetro Exterior, De	2,20 pulg	7.05 pulg
Diámetro Primitivo, Dp	2 pulg	6.87 pulg
Numero de dientes, N	21	74
Angulo de Hélice, ψ	23°	23°
Angulo de Presión, Φ_n	20°	20°

(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Ilustración 23. Piñón.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Ilustración 24. Engrane.

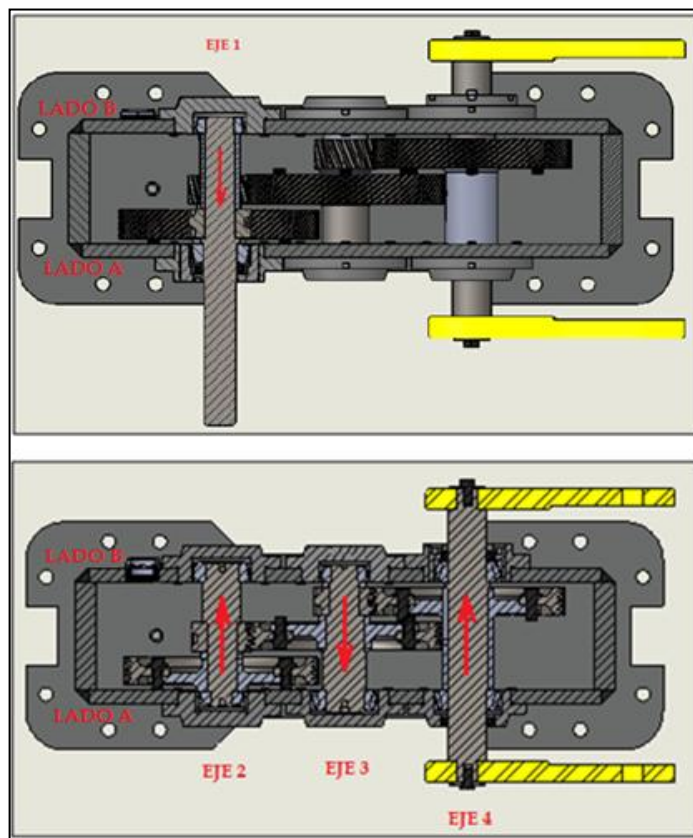


(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

La ilustración 25 nos muestra varias de las características tenidas en cuenta en el diseño del reductor de velocidad:

- La organización de los engranajes para formar el tren, y cumplir con la restricción de espacio existente entre las manivelas.

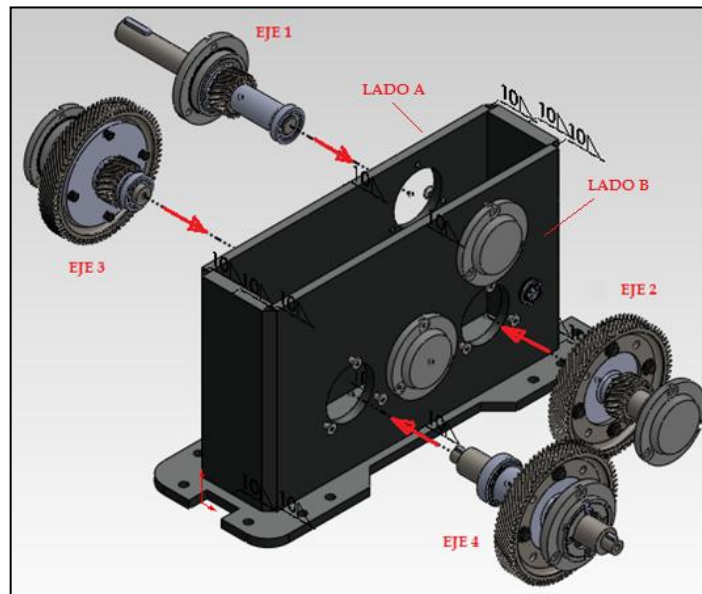
Ilustración 25. Cortes del Reductor.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

- La distancia entre ejes quedo establecida en 112.75 mm., de acuerdo a la geometría de los engranajes.
- El sentido de las fuerzas axiales que generan los engranajes helicoidales sobre cada uno los ejes. Es por esta razón que se seleccionaron rodamientos de rodillos cónicos para contrarrestar dichas fuerzas.
- Adicionalmente a los escalonamientos realizados en los ejes, se hizo necesario el uso de bujes o separadores, para dar la ubicación exacta a los engranajes dentro de cada uno de los árboles.
- Esta ilustración nos dio la pauta para el diseño de las bridas que soportan los rodamientos y los retenedores, y de la forma necesaria para el anclaje de las mismas a la carcasa del reductor.
- Se establecieron también las condiciones de ensamblabilidad de cada uno de los árboles, y se determinó que ellos deberán ser montados en el reductor axialmente en la dirección de los ejes y en el sentido opuesto al sentido indicado para las fuerzas axiales.

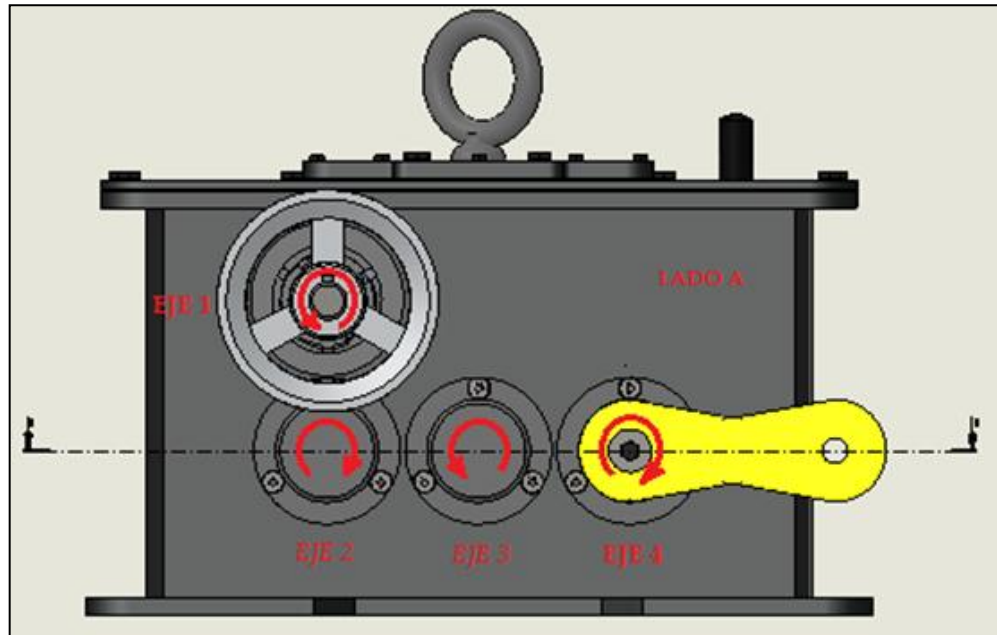
Ilustración 26. Ensamble del Reductor.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

El sentido de giro también quedo establecido de la siguiente manera. (Ver *ilustración 27*). De acuerdo al sentido de giro, es el sentido de las fuerzas axiales generadas por engranajes.

Ilustración 27. Sentido de giro de los ejes.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Que se encuentren ubicados en la parte inferior la mayor parte de los ejes, facilita la lubricación de los engranajes, pensando en que se va a utilizar lubricación por inmersión, y que el fondo del reductor mismo, pueda ser utilizado como cárter o depósito de aceite.

6.1.1. DISEÑO DE LOS EJES

Seguidamente se realizó el diseño de los ejes, los cuales cuentan con escalonamientos o cambios de sección, necesarios para la ubicación de los elementos que soportan. También este diseño incluye los cuñeros usados para la fijación de los mismos elementos soportados. (Ver ilustración 28).

Ilustración 28. Diseño de Ejes.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

Las longitudes de los ejes tienen características especiales para el correcto montaje en la carcasa del reductor. Los ejes 2 y 3, tienen unas longitudes correspondientes al ancho de la carcasa.

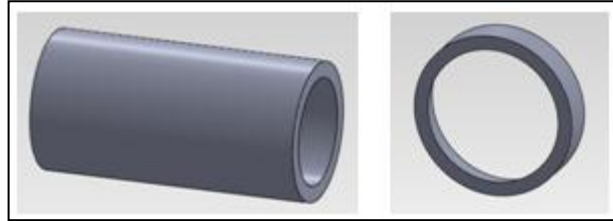
La principal restricción se encuentra en la longitud del eje 4 o eje de salida, que es el encargado de entregar la potencia a las manivelas. Dichas manivelas están dispuestas en el mecanismo del banco prototipo, de forma paralela y a una distancia de 231.9 mm., de tal manera que el eje 4 debe tener esta misma longitud, para conservar las condiciones de funcionamiento del mecanismo. (Ver *ilustración 19*).

El eje 1, debe tener una longitud adecuada, de tal manera que tanto el mismo eje o la polea que soporta, no interfieran en el movimiento rotacional del eje 4 o de las manivelas y bielas que soporta este último eje.

6.1.2. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE ACOPLE

También fue necesario diseñar, elementos de separación como bujes y unos platos para sujetar los engranes y poder montarlos sobre los ejes.

Ilustración 29. Bujes Separadores.

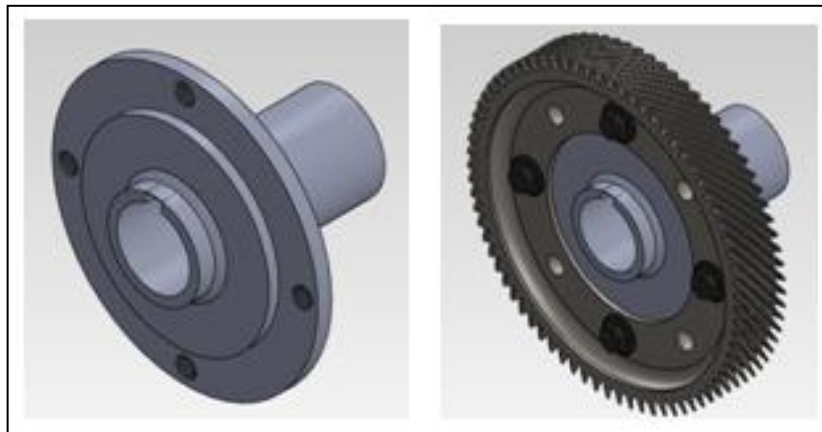


(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Los bujes son de diámetro interior igual al diámetro de los ejes que los soportan y de la longitud necesaria para dar la separación requerida.

Debido a que los engranes (coronas) poseen en su centro un agujero de gran tamaño, se diseñaron unos platos para la fijación de los mismos engranes a los ejes.

Ilustración 30. Platos para la sujeción de los engranes.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

6.1.3. DISEÑO DE LAS BRIDAS

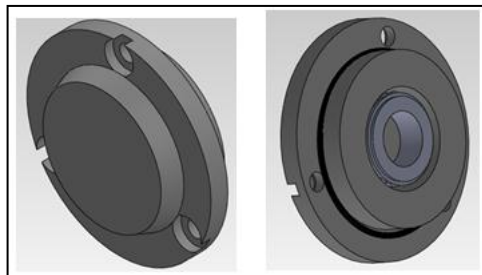
Para el soporte de los ejes y el alojamiento de los componentes como rodamientos y retenedores de aceite, se diseñaron unas bridas que facilitarían el montaje de dichos elementos, y con las cuales se pudiera dar el ajuste mecánico necesario a estos, para su correcto funcionamiento.

Todas las Bridas son de forma redondeada y llevan tres (3) agujeros para la sujeción a la carcasa, por medio de tornillos. Principalmente se diseñaron dos tipos de bridas:

- ***Bridas Fijas Ciegas***

Estas bridas llevan en su parte exterior una forma cónica, por concepto estético, y en su interior el perfil adecuado para su fijación y los aposentos para los rodamientos y los o-rings. Estas bridas carecen de alojamientos para retenedores, puesto que su condición de ciegas, ayuda en la retención del aceite, y se consideró que solo el uso de o-rings, era necesario para este fin.

Ilustración 31. Modelo de las Bridas Fijas Ciegas.

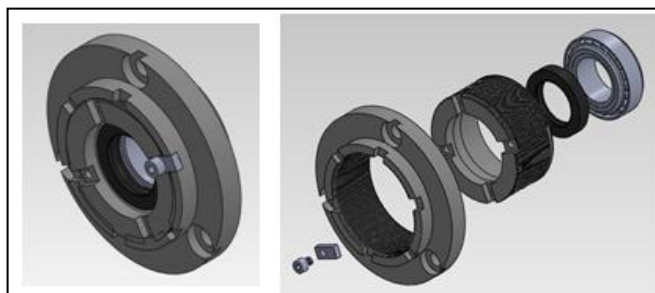


(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

- ***Bridas Roscadas Huecas***

Estas bridas, como podemos observar en la ilustración anterior, están compuestas por dos partes principales que se roscan entre sí. La unión roscada de estas partes basa su finalidad, en el hecho de permitir dar el ajuste axial y la tolerancia necesaria a los rodamientos, en cada uno de sus alojamientos para evitar su desgaste.

Ilustración 32. Modelo de Bridas Roscadas Huecas.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

El ajuste necesario, se obtiene roscando el elemento interior que funciona como un tornillo, el cual debe ingresar en el elemento exterior o brida roscada, hasta el punto óptimo. Para garantizar dicho ajuste y evitar que el elemento interior se desenrosque (también podría roscarse o apretarse más), se diseñó en ambos elementos unas nervaduras, para ubicar un elemento (lana), que los sujetara por medio de otro tornillo.

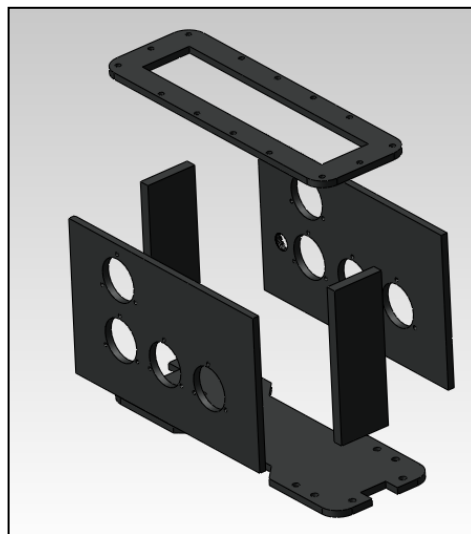
El elemento interior lleva los alojamientos correspondientes para los retenedores y los rodamientos, mientras que la brida roscada lleva el perfil para la sujeción a la carcasa, además del aposento para el o-ring.

Estas bridas son usadas en los ejes salientes del reductor (El eje de entrada de la potencia y el eje de salida), mientras que las bridas fijas ciegas se usaran en los ejes restantes (Ejes ubicados al interior del reductor).

6.1.4. DISEÑO DE LA CARCASA

Aunque normalmente estas carcasas vienen construidas de aluminio o de fundiciones grises, para nosotros estos materiales y medios de manufactura, fueron una limitante en la parte económica (ya que solamente el diseño y la construcción del modelo, son un gasto considerable, sin tener en cuenta el costo del mecanizado de los alojamientos, agujeros roscados, nervaduras o cambios de sección en la carcasa).

Ilustración 33. Explosión de las láminas que conforman la Carcasa.



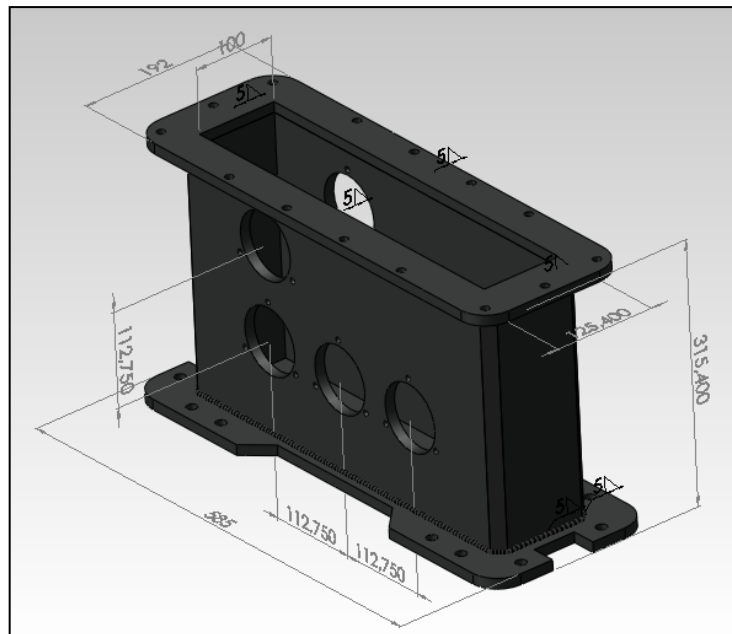
(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Para nosotros fue la mejor opción tanto en la parte económica, como en conceptos de manufacturabilidad, diseñar y construir una carcasa con láminas de acero estructural, soldadas en sus vértices, con base fija y tapa removible.

Las láminas de la carcasa deben ser de un espesor de $\frac{1}{2}$ ", que le ofrezcan al reductor características de robustez y rigidez necesarias para soportar las cargas generadas por el comportamiento dinámico del mecanismo y del peso propio de sus componentes.

La siguiente ilustración nos muestra el modelo de la carcasa a construir (contorno y forma) con algunas de sus medidas principales (medidas en milímetros).

Ilustración 34. Modelo de la Carcasa.



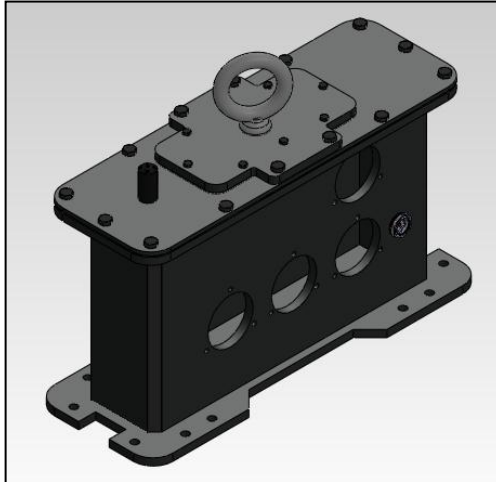
(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Con respecto a la tapa removible, se diseñó una tapa con un agujero que sirviera de visor, para la inspección previa ante cualquier anomalía en el funcionamiento del reductor. Este agujero se encuentra a su vez oculto por una tapa más pequeña. Estas tapas removibles deberán ser ancladas a la carcasa del reductor mediante tornillos.

En el modelo final de la carcasa, podemos observar que esta cuenta también con unos agujeros roscados para fijar elementos como el visor de aceite, el respiradero, el tapón del drenaje y un gancho que servirá de apoyo en el

levantamiento del reductor, por medio de un diferencial, en la medida que sea necesario, de acuerdo a su peso total.

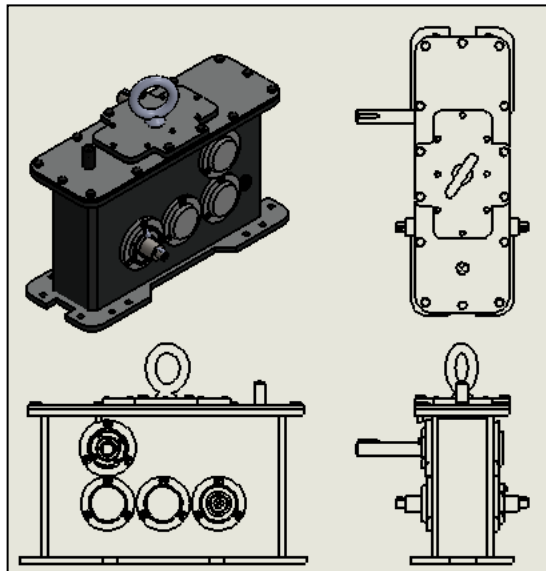
Ilustración 35. Modelo Final de la Carcasa.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

La siguiente ilustración nos muestra el modelo final armado y sus vistas, del reductor de velocidad de engranajes helicoidales.

Ilustración 36. Modelo Final del Reductor de Velocidad.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

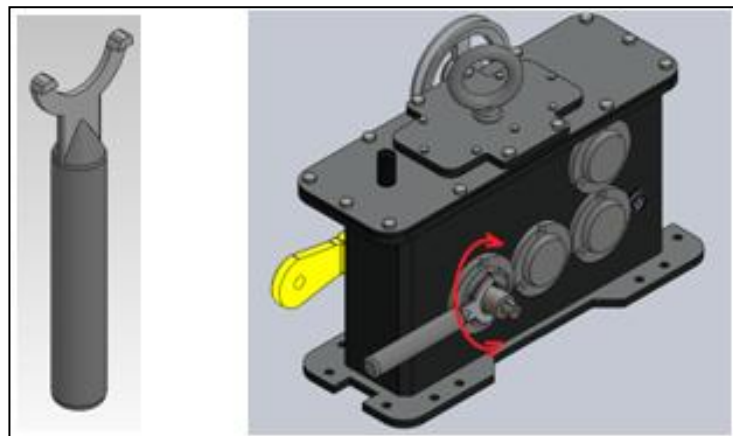
Para más información acerca de más detalles y de las dimensiones del reductor y de cada una de sus componentes, pueden dirigirse a los planos realizados y mostrados en el Capítulo de Anexos.

6.2. DISEÑO DE LA HERRAMIENTA DE APRIETE

Para dar el ajuste necesario a los rodamientos en sus alojamientos al interior de las bridas, se diseñó una herramienta para apretar o desenroscar el elemento roscado que hace parte de las bridas roscadas.

Simplemente se trata de una palanca unida a una semicircunferencia que tiene dos unas en sus extremos y que se acoplan a las nervaduras del elemento roscado para cumplir su función. La siguiente figura nos muestra el diseño propuesto para la herramienta y su accionar.

Ilustración 37. Modelo de la Herramienta de Apriete.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

6.3. DISEÑO DEL SOPORTE O BASE RIGIDA

Para el diseño del soporte o base, se tuvieron en cuenta dos condiciones principalmente.

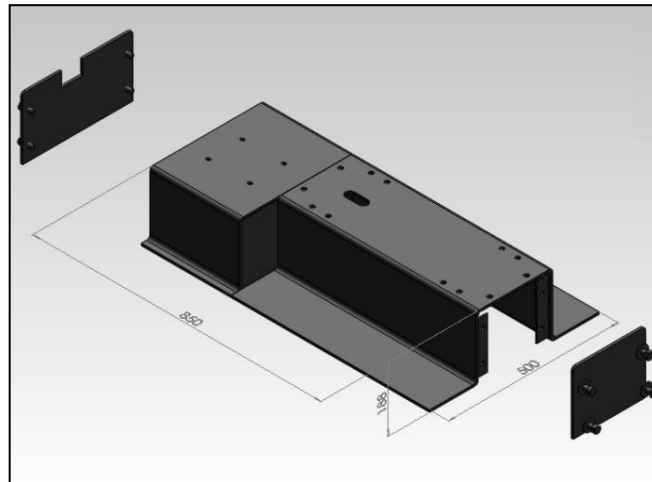
- La primera hace referencia a la parte geométrica. Dado a que el banco prototipo ya posee una estructura base, esta nos limita espacialmente (longitudinal y transversalmente), para ubicar el nuevo soporte o base del reductor de velocidad. (Área disponible 946.7 x 500 mm). (Ver ilustración 19).

Pero tal vez el punto más importante en el diseño del soporte, es la altura necesaria que este tendría que ofrecer al reductor, de tal manera que el eje 4 o eje de salida, se acoplara con las manivelas en el punto exacto en el cual se conserven las relaciones del mecanismo del banco prototipo. (Altura requerida 309.52 mm). (Ver ilustración 19).

- La segunda condición, es la de diseñar un solo soporte o base, en la cual puedan ser anclados tanto el reductor como el motor generador de la potencia. Esto daría mayor rigidez al sistema transmisor y evitaría inconvenientes en el acople entre el motor y el reductor.

Bajo estos criterios se diseñó la base o soporte, con dos láminas de acero dobladas y unidas transversalmente. El soporte cuenta con dos asientos en forma de omega (Ω), cada uno de ellos con los respectivos agujeros y correderas para anclar el reductor y el motor respectivamente.

Ilustración 38. Diseño del Soporte o Base Rígida.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

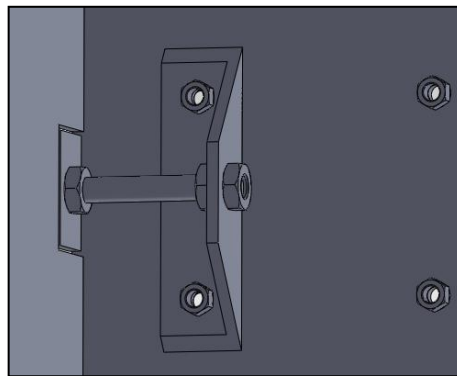
La forma de omega (Ω) facilita el anclaje de los elementos soportados (motor, reductor y guarda de seguridad), así como la fijación de la misma base a la estructura del banco prototipo. Geométricamente el soporte tiene las dimensiones (850 x 500 x 188 mm.) necesarias para cumplir con los requerimientos. (Ver ilustración 38).

También se puede observar que la base cuenta con un orificio central necesario para el drenaje del aceite del reductor.

Tiene dos tapas encargadas de ocultar las cavidades generadas por el doblado de las láminas. Estas tapas le dan mayor rigidez y hacen al soporte más compacto y están sujetas al mismo por medio de tornillos.

El soporte contiene también el sistema tensor de la banda, ubicado bajo el asiento del motor. El tensor consiste en un tornillo deslizante que empuja o atrae a una estructura metálica (perfil en Angulo), en la cual se sujeta el motor. El movimiento de la estructura, genera su vez un movimiento longitudinal del motor (empuja o atrae el motor), lo que ocasiona el ajuste de la tensión en la banda.

Ilustración 39. Sistema Tensor.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

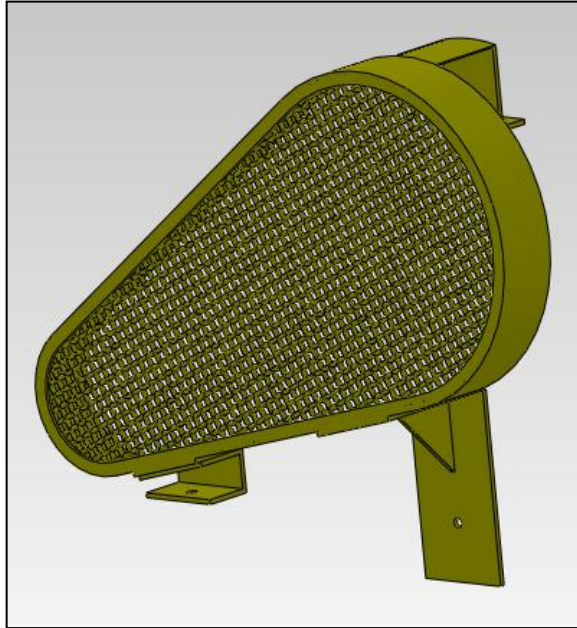
6.4. DISEÑO DE LA GUARDA DE PROTECCIÓN

Para brindar seguridad, se diseñó una guarda de protección para los elementos flexibles.

Su diseño es sencillo, simplemente se pensó en un marco metálico que rodeara el contorno que marca la banda, junto con una malla también metálica, ubicada transversalmente al interior del marco. Dicha guarda se encuentra a una distancia prudente de tal manera que no exista contacto alguno, tanto con la banda como con las poleas. Es por ello que sus dimensiones se encuentran sujetas a los diámetros de las poleas y a la distancia entre centros que las separan.

La guarda tiene tres puntos de apoyo para su fijación y garantizar un montaje más compacto y rígido y reducir posibles vibraciones.

Ilustración 40. Diseño de la Guarda de Protección.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

6.5. ANÁLISIS CAE (COMPUTER AIDED ENGINEERING – INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA)

Los diseños anteriormente creados fueron analizados y simulados mediante el Software SOLIDWORKS, para valorar sus características, propiedades, viabilidad y rentabilidad. El software realiza su trabajo por medio del método de elementos finitos. Su finalidad es optimizar su desarrollo y consecuentes costos de fabricación y reducir al máximo las pruebas para la obtención del producto deseado.

A continuación se mostraran los resultados arrojados por el software con respecto a los diferentes análisis realizados.

6.5.1. ANÁLISIS CAE DE LOS EJES

- EJE 1.

Ilustración 41. Tensiones del Eje 1.

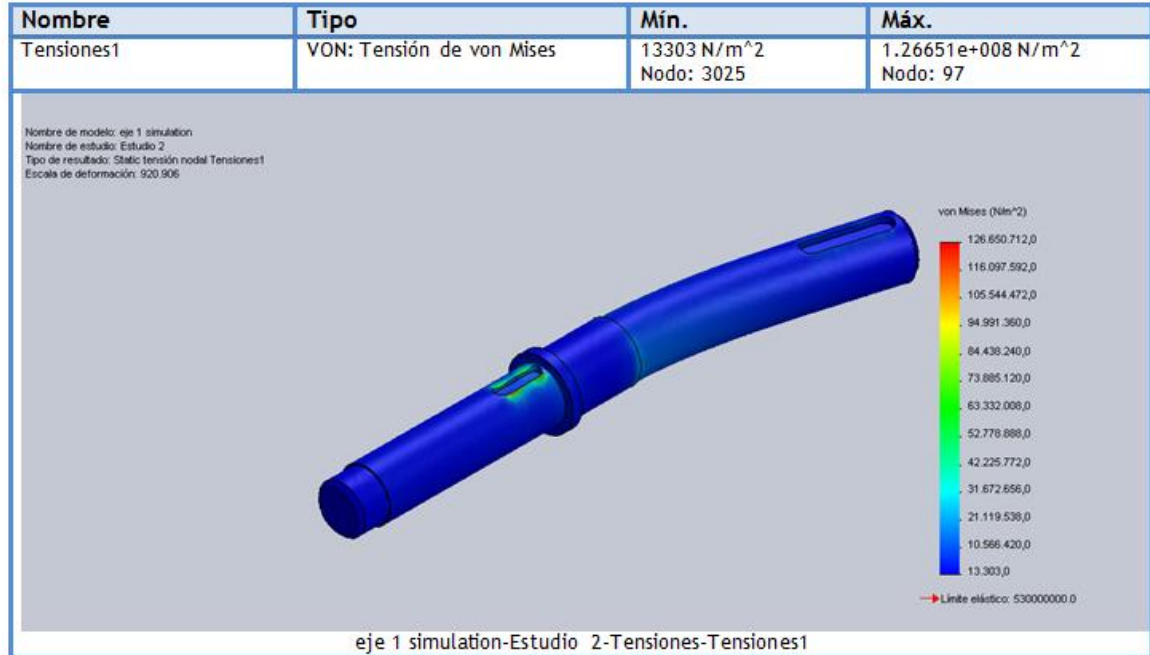


Ilustración 42. Desplazamientos del Eje 1.

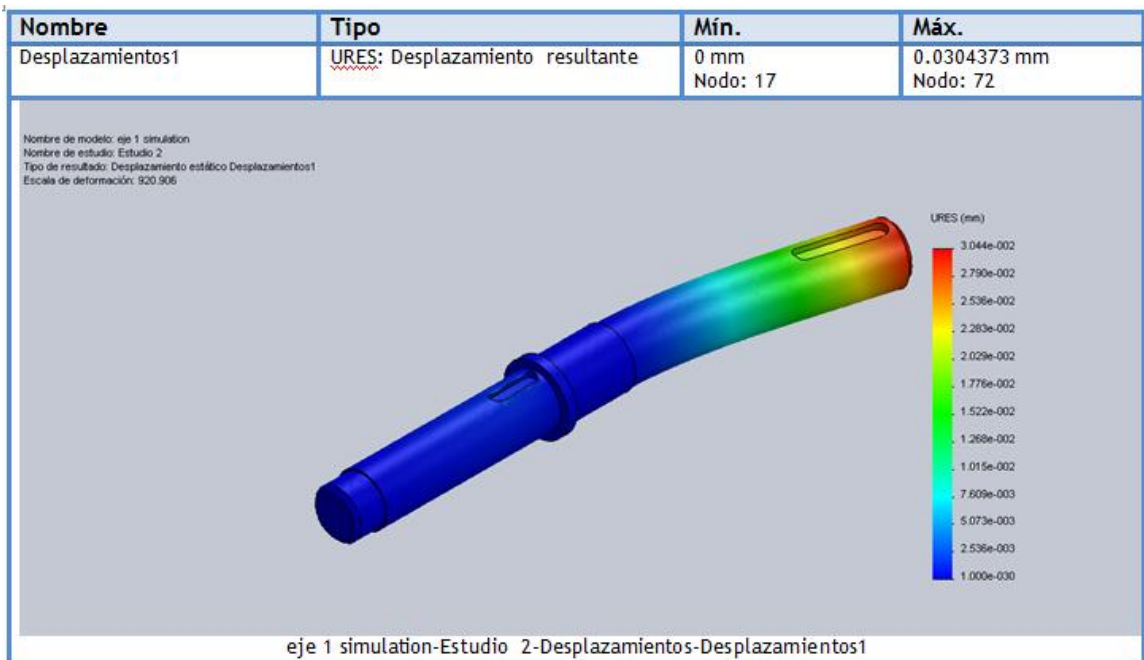


Ilustración 43. Deformaciones Unitarias del Eje 1.

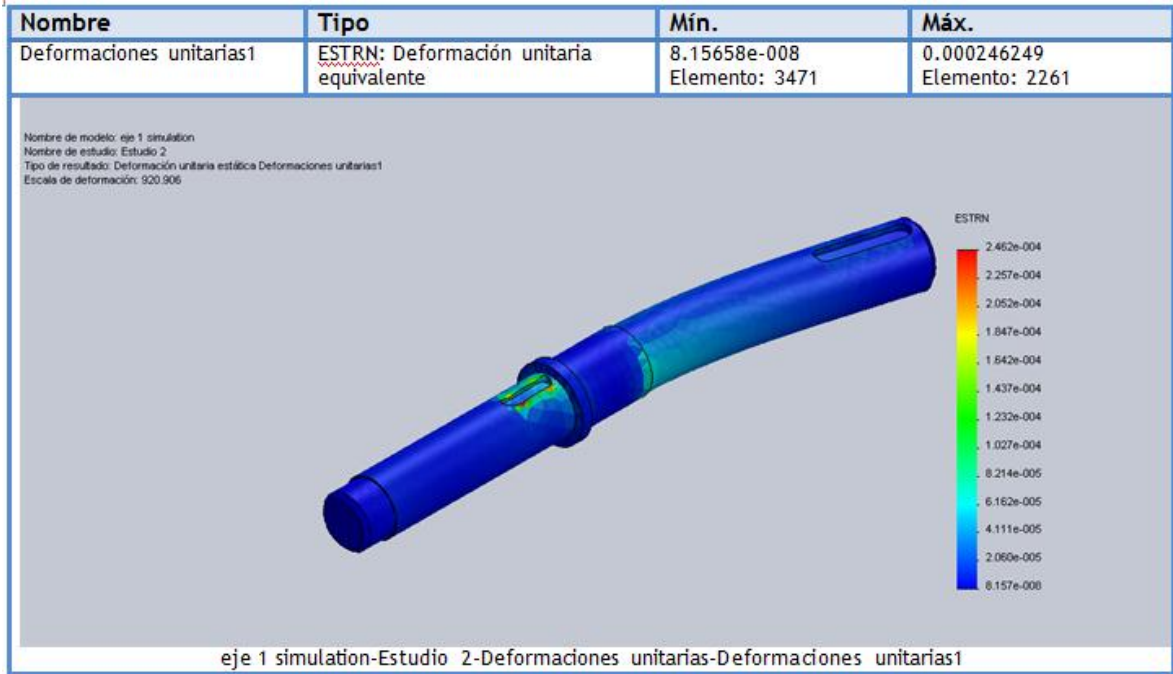
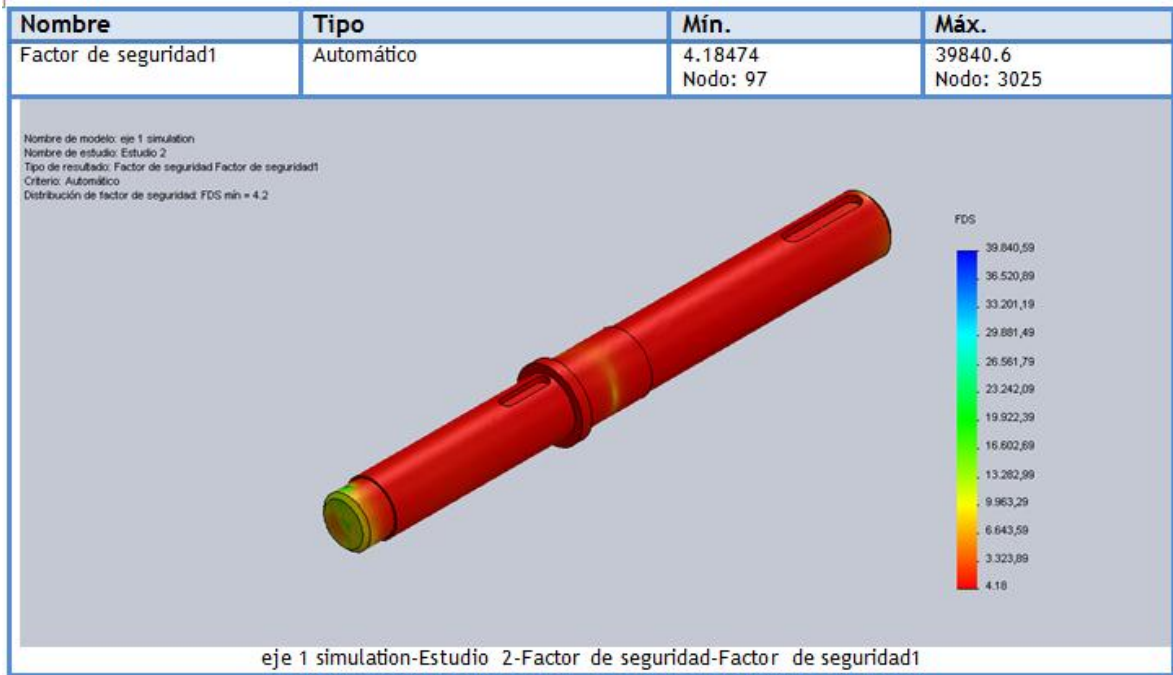


Ilustración 44. Factor de Seguridad del Eje 1.



- EJE 2

Ilustración 45. Tensiones del Eje 2.

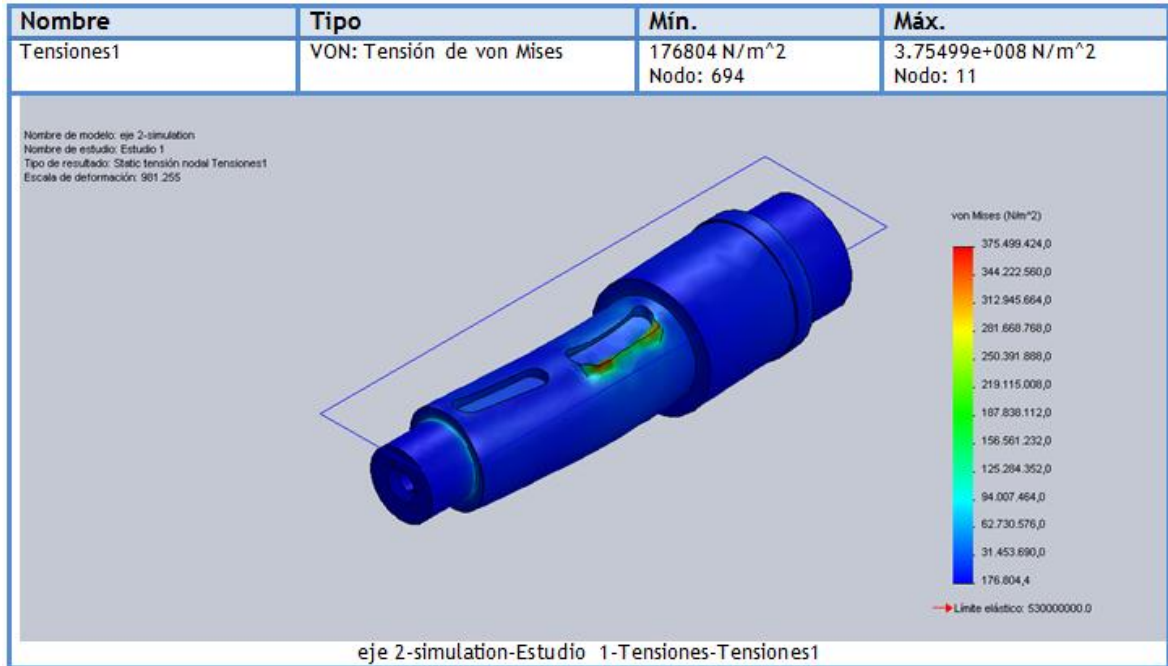


Ilustración 46. Desplazamientos del Eje 2.

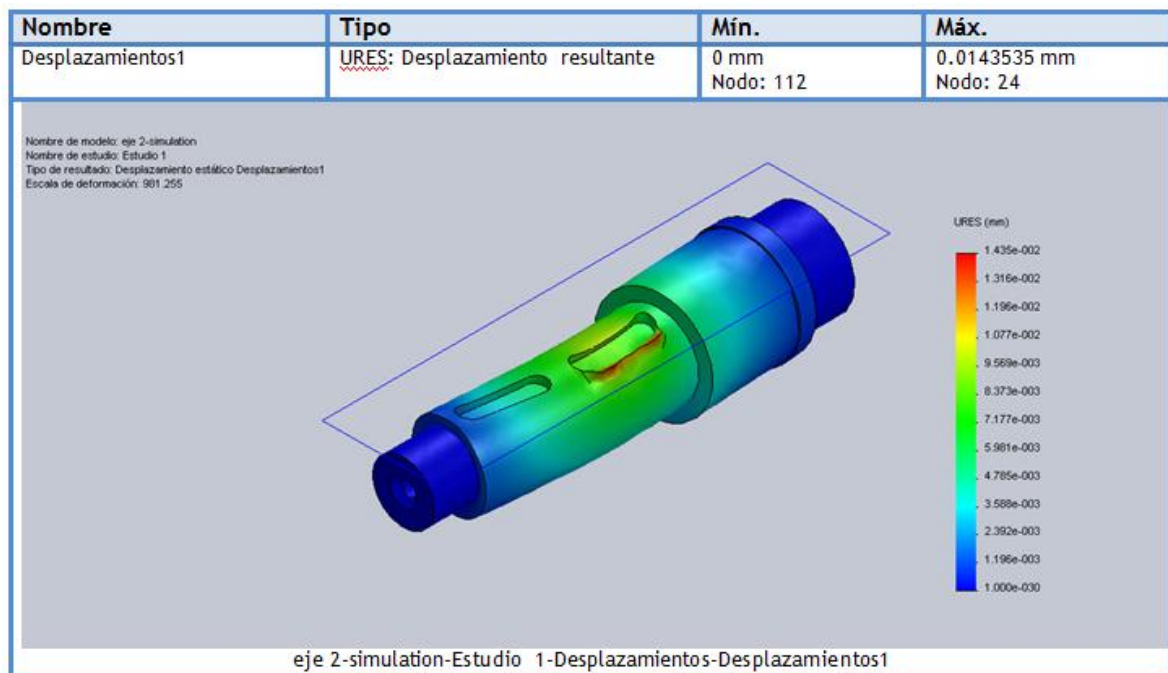


Ilustración 47. Deformaciones Unitarias del Eje 2.

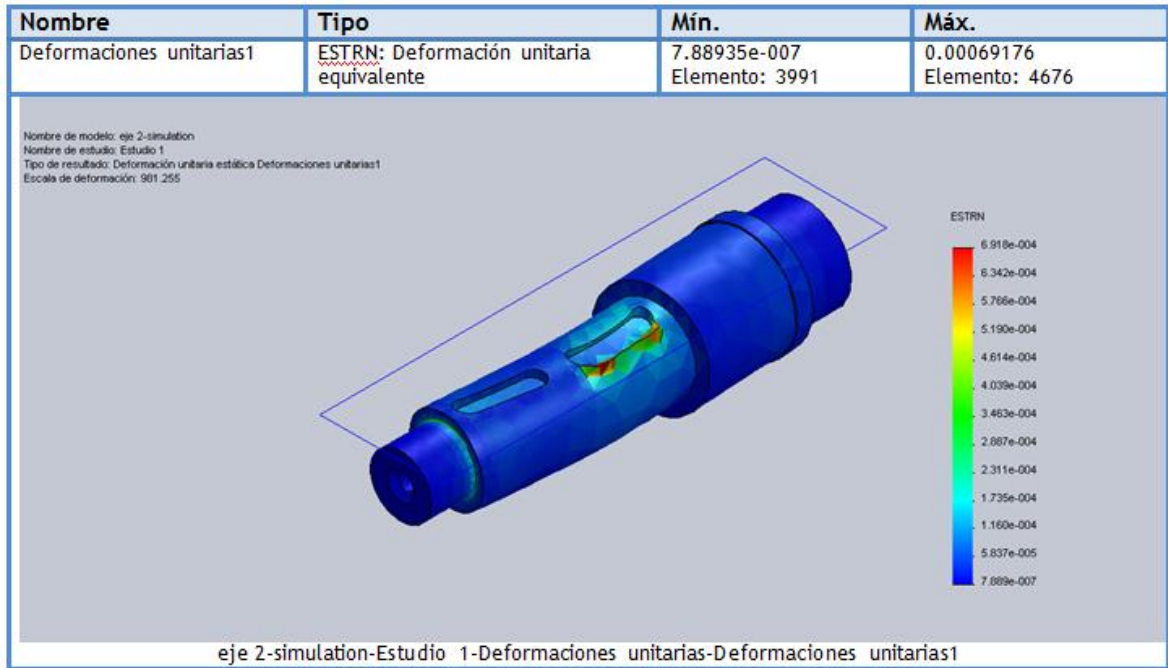
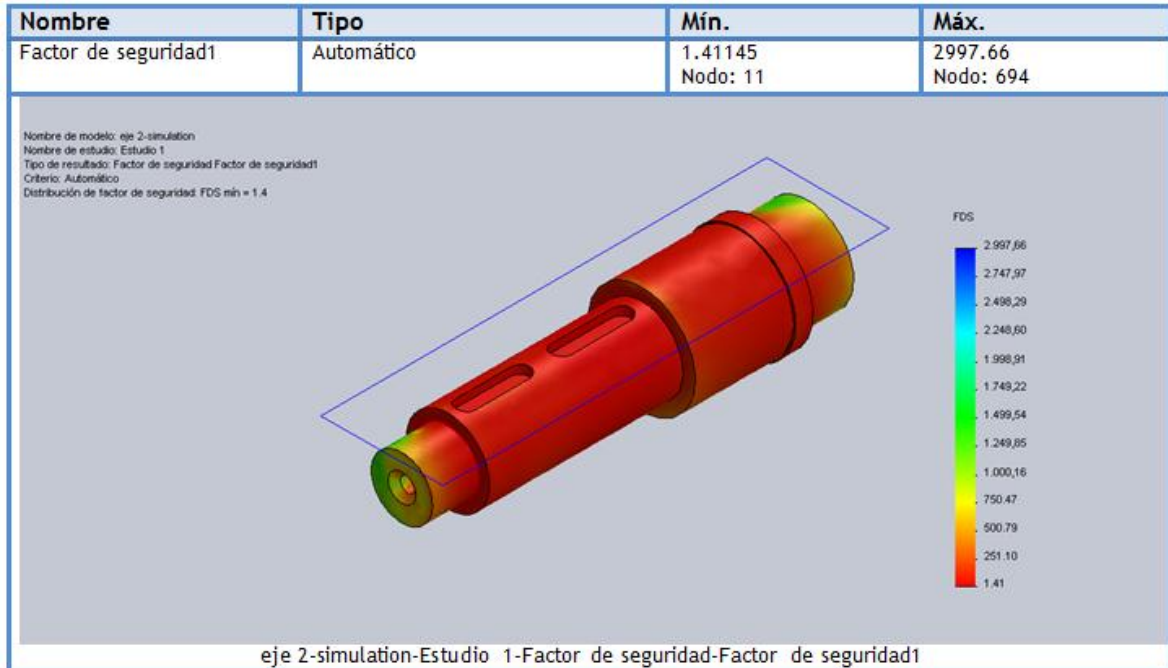


Ilustración 48. Factor de Seguridad del Eje 2.



- EJE 3

Ilustración 49. Tensiones del Eje 3.

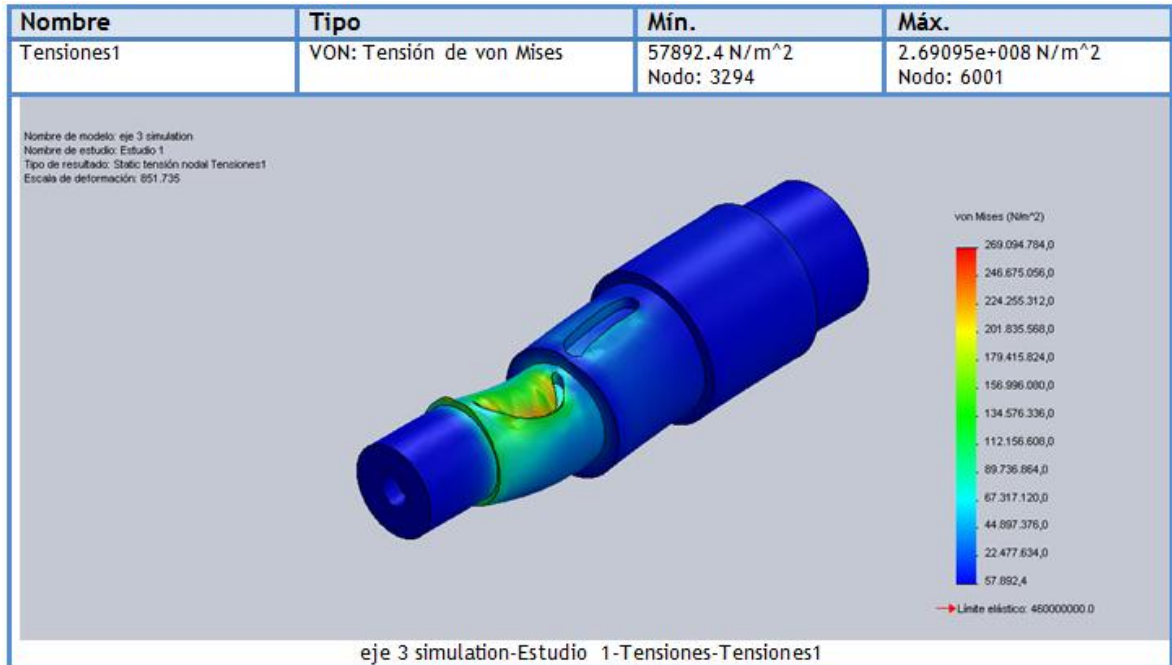


Ilustración 50. Desplazamientos del Eje 3.

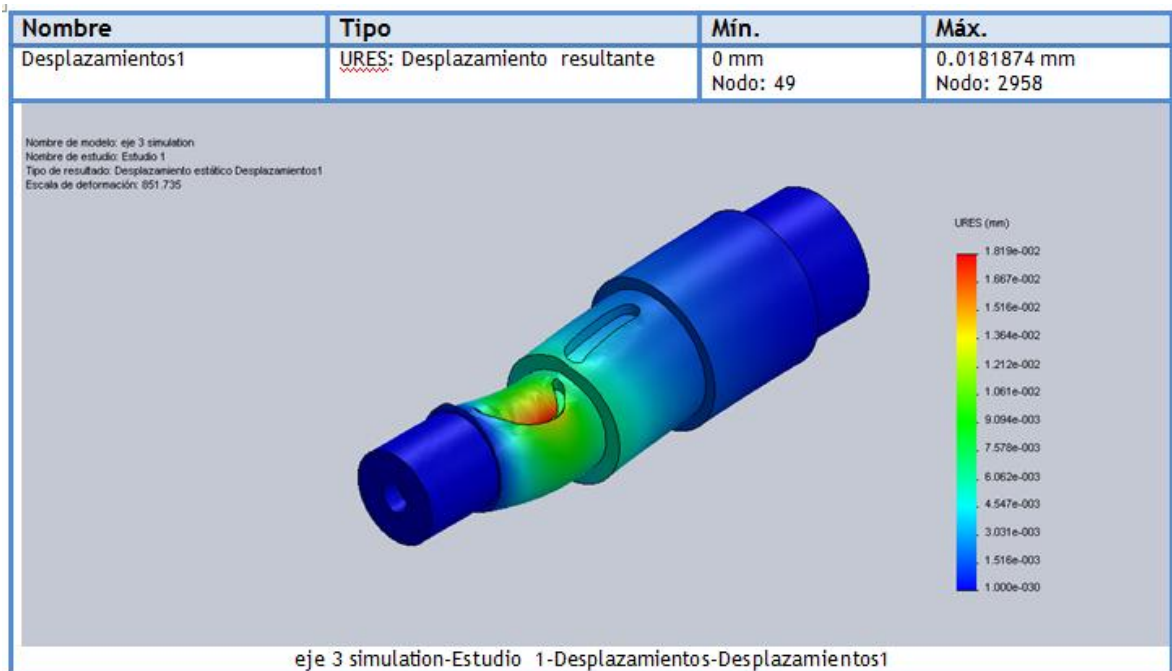


Ilustración 51. Deformaciones Unitarias del Eje 3.

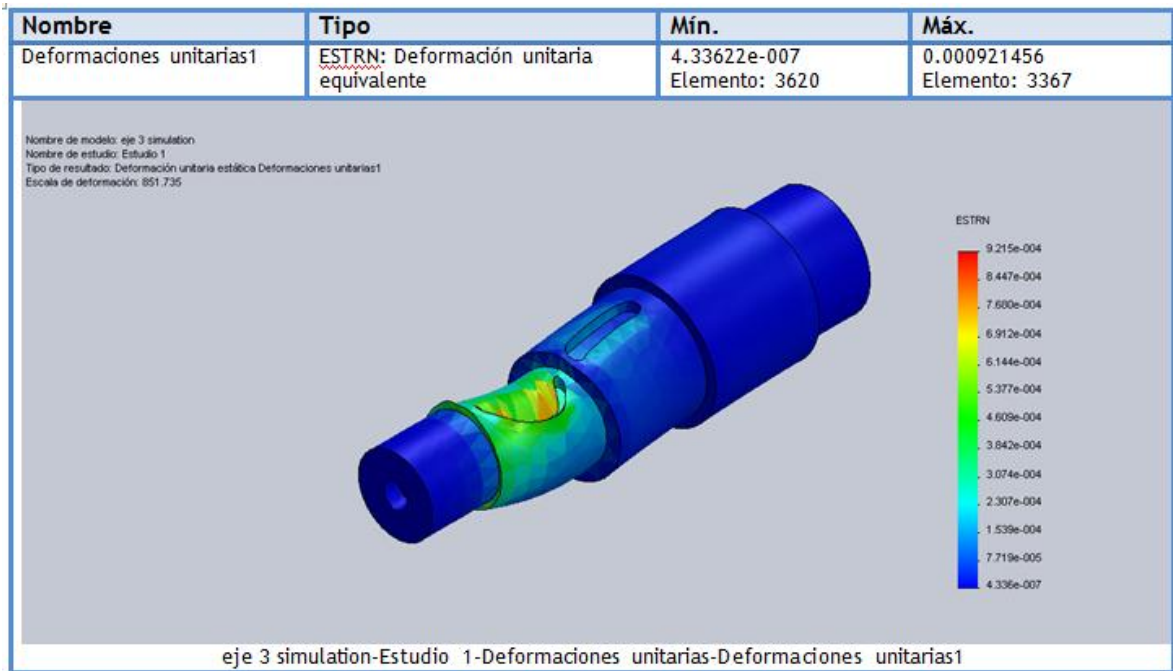
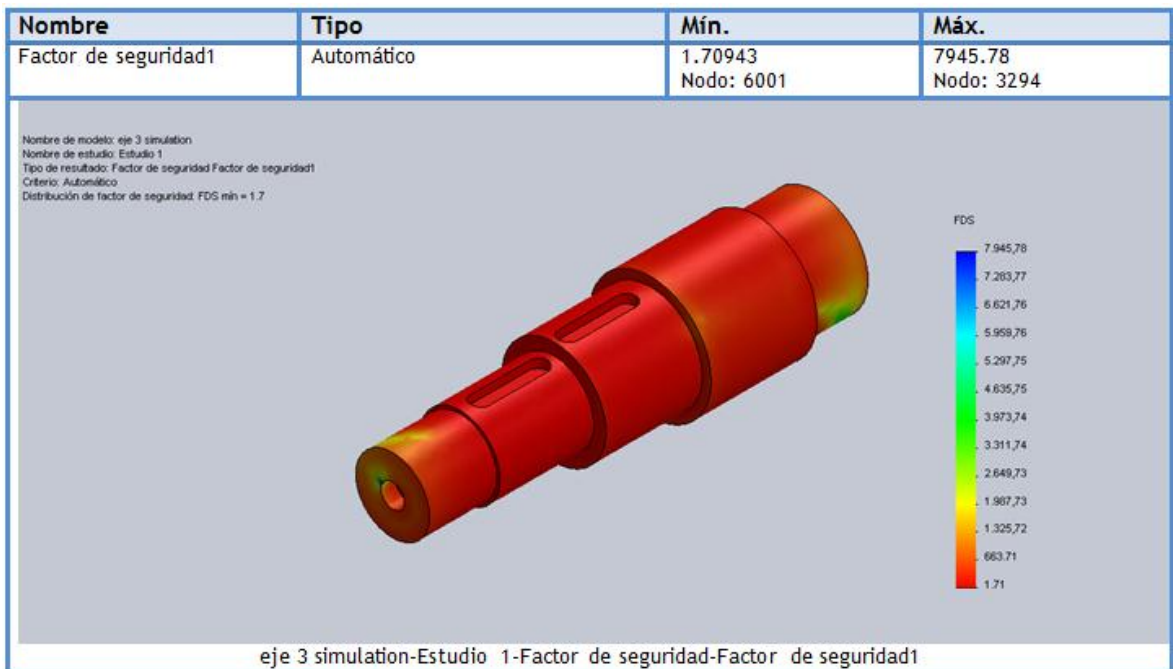


Ilustración 52. Factor de Seguridad del Eje 3.



- EJE 4

Ilustración 53. Tensiones del Eje 4.

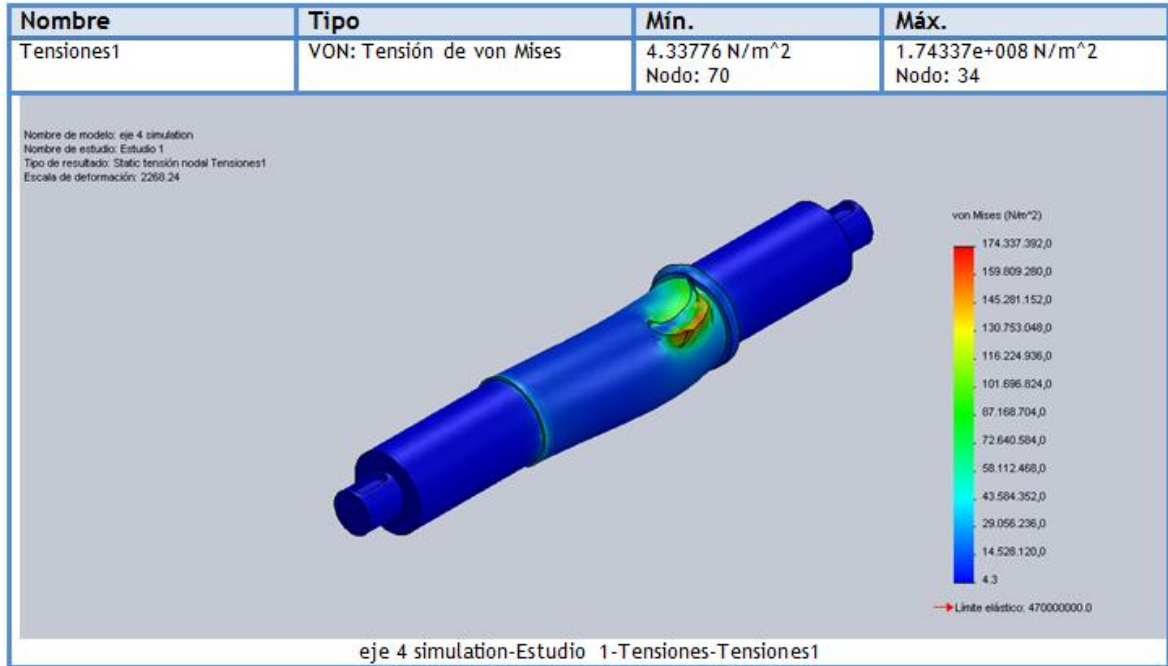


Ilustración 54. Desplazamientos del Eje 4.

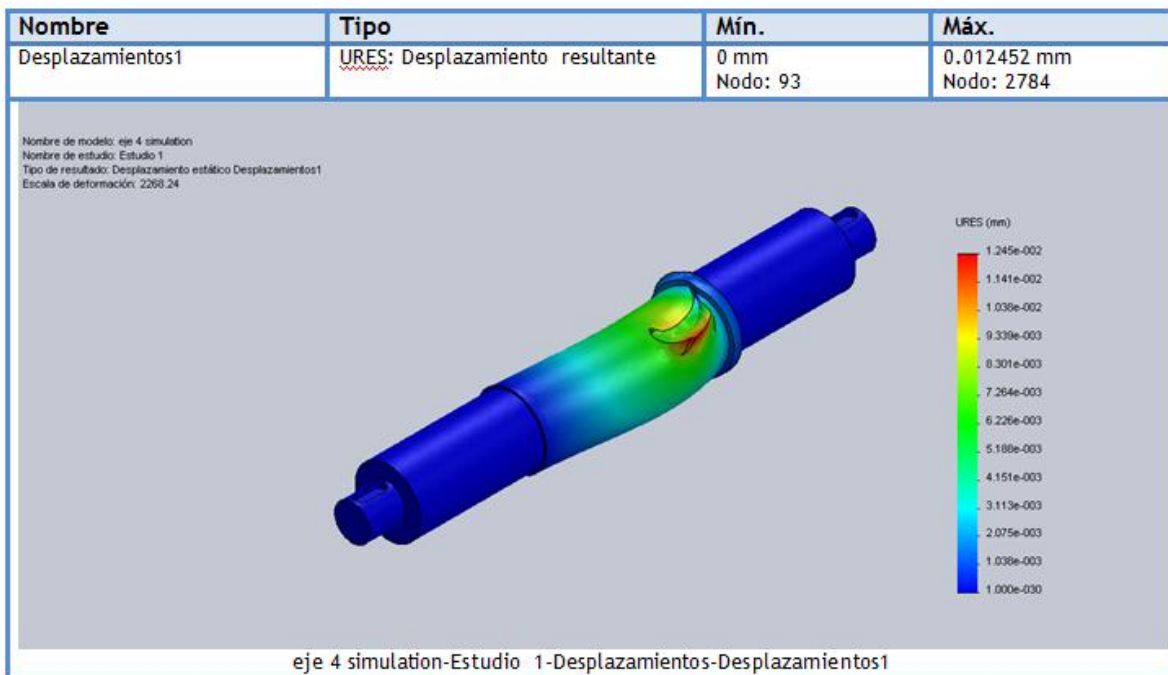


Ilustración 55. Deformaciones Unitarias del Eje 4.

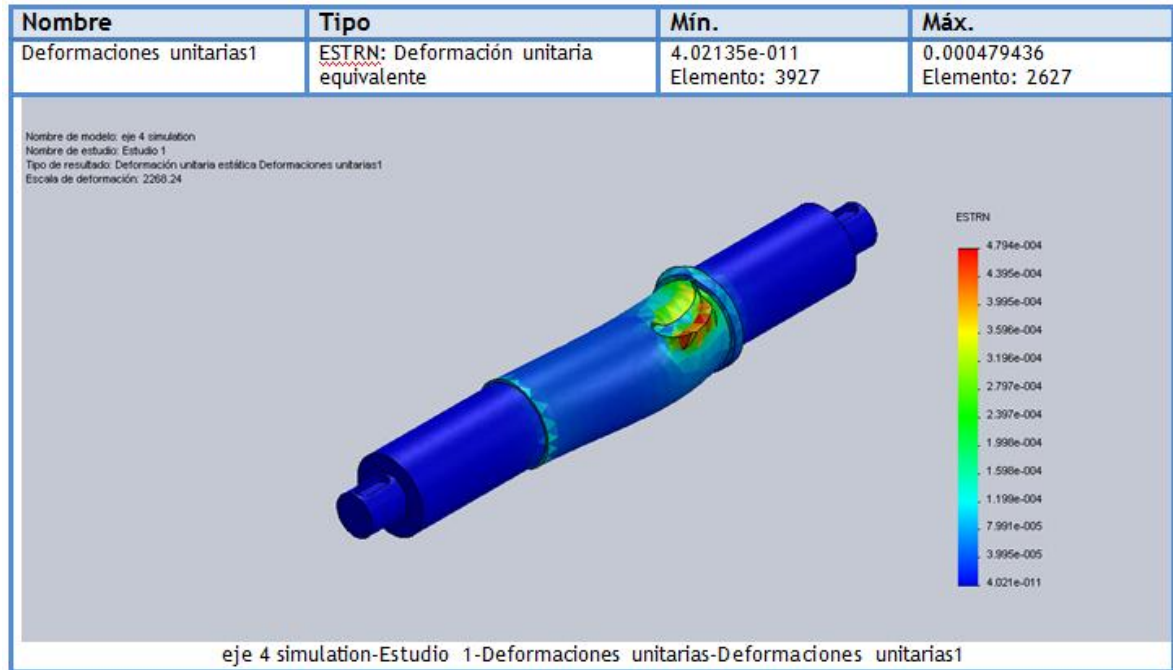
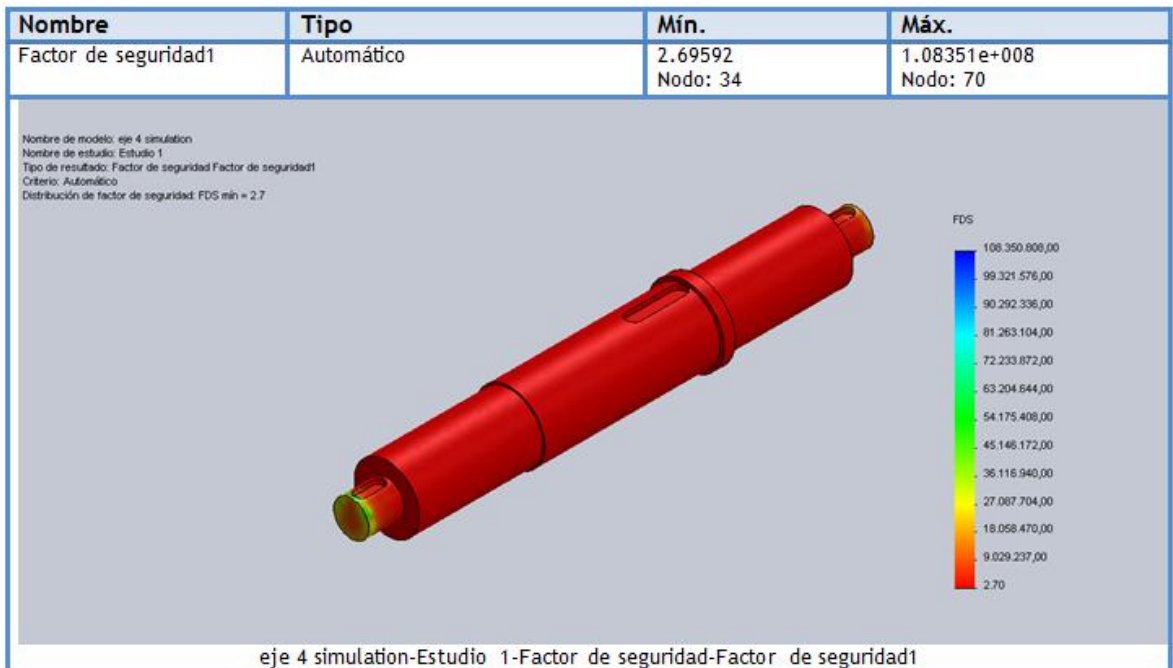


Ilustración 56. Factor de Seguridad del Eje 4.



6.5.2. ANÁLISIS CAE DE LA CARCASA

Ilustración 57. Tensiones en la Carcasa.

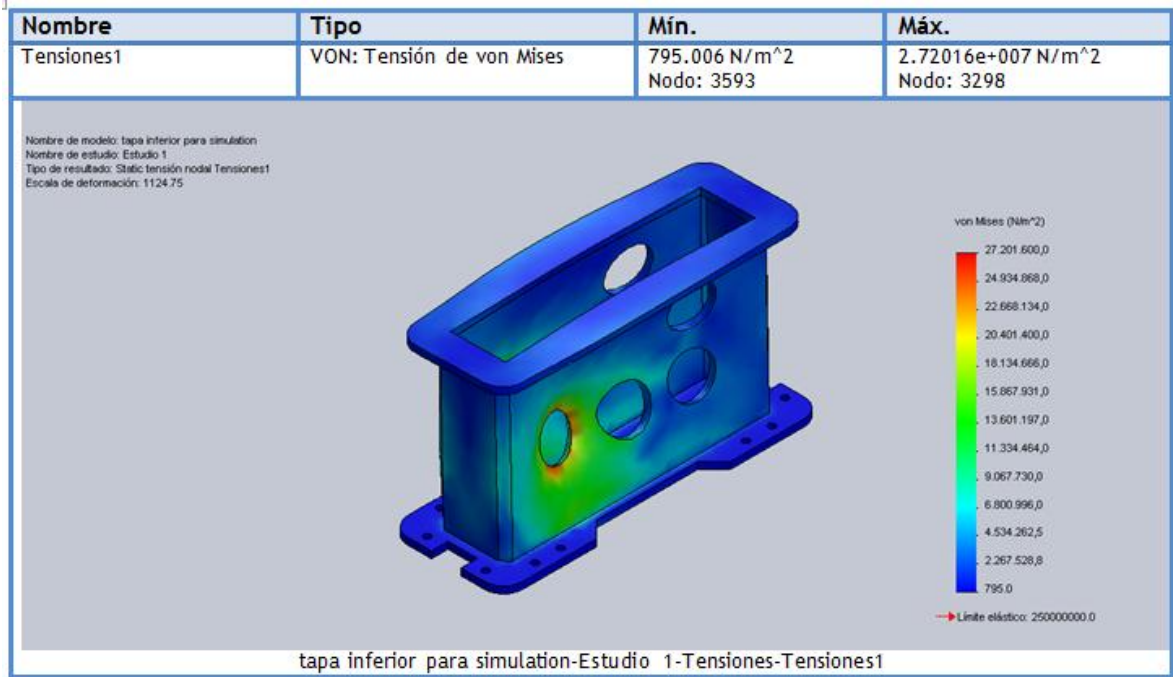


Ilustración 58. Desplazamientos de la Carcasa.

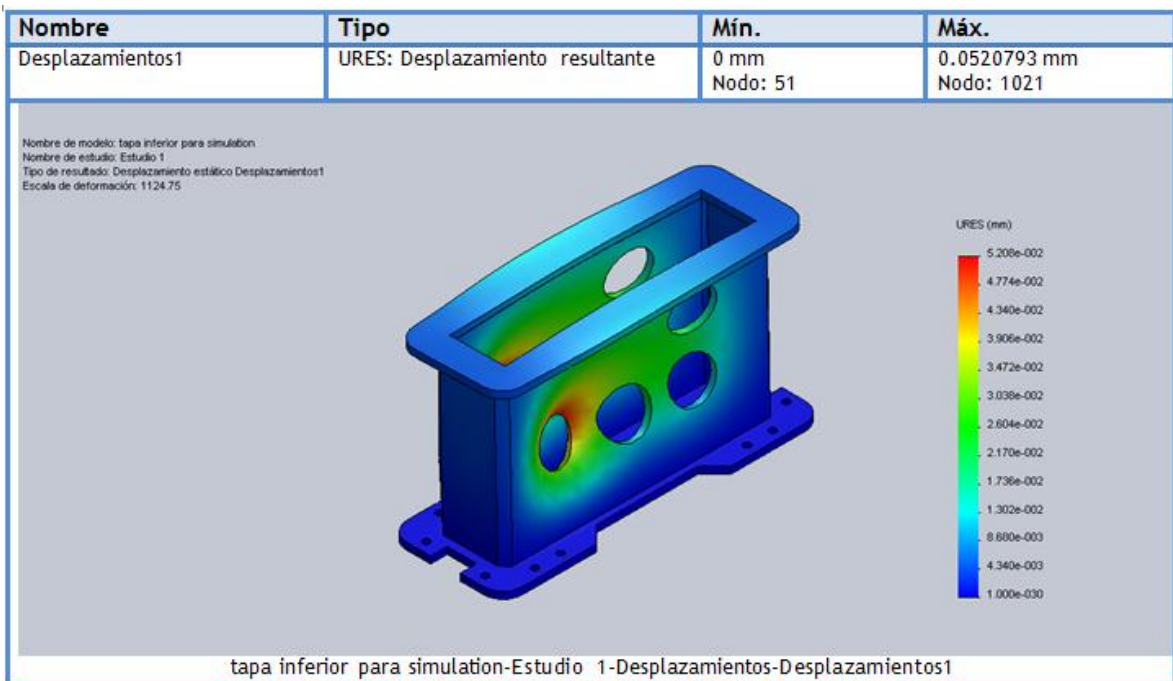


Ilustración 59. Deformaciones Unitarias de la Carcasa.

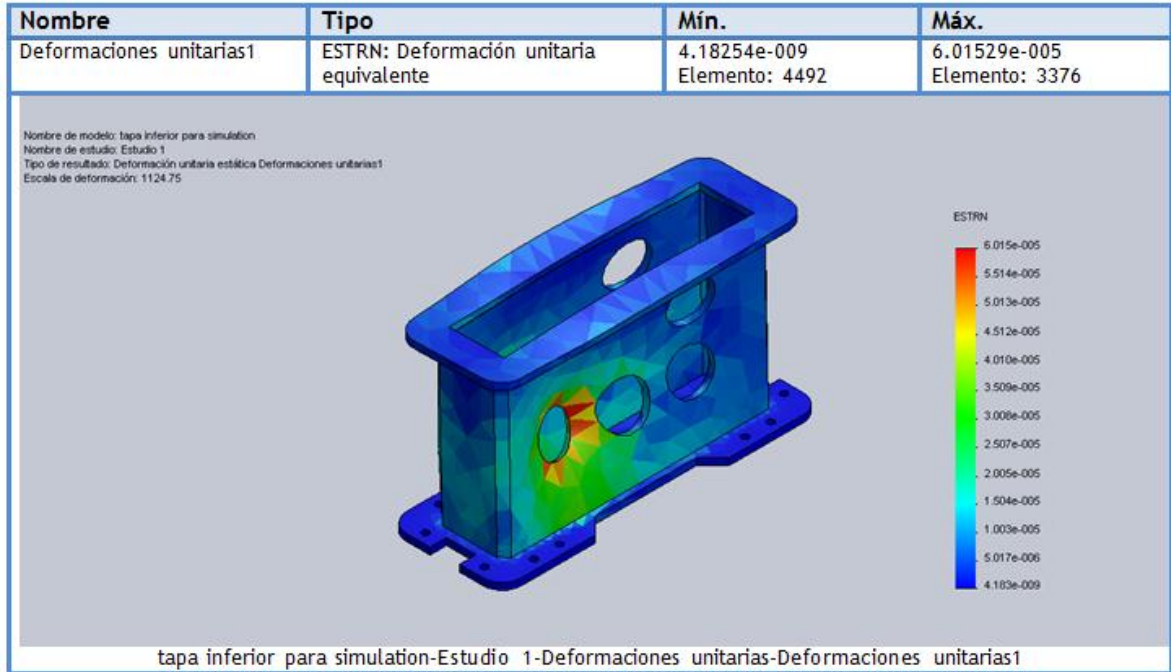
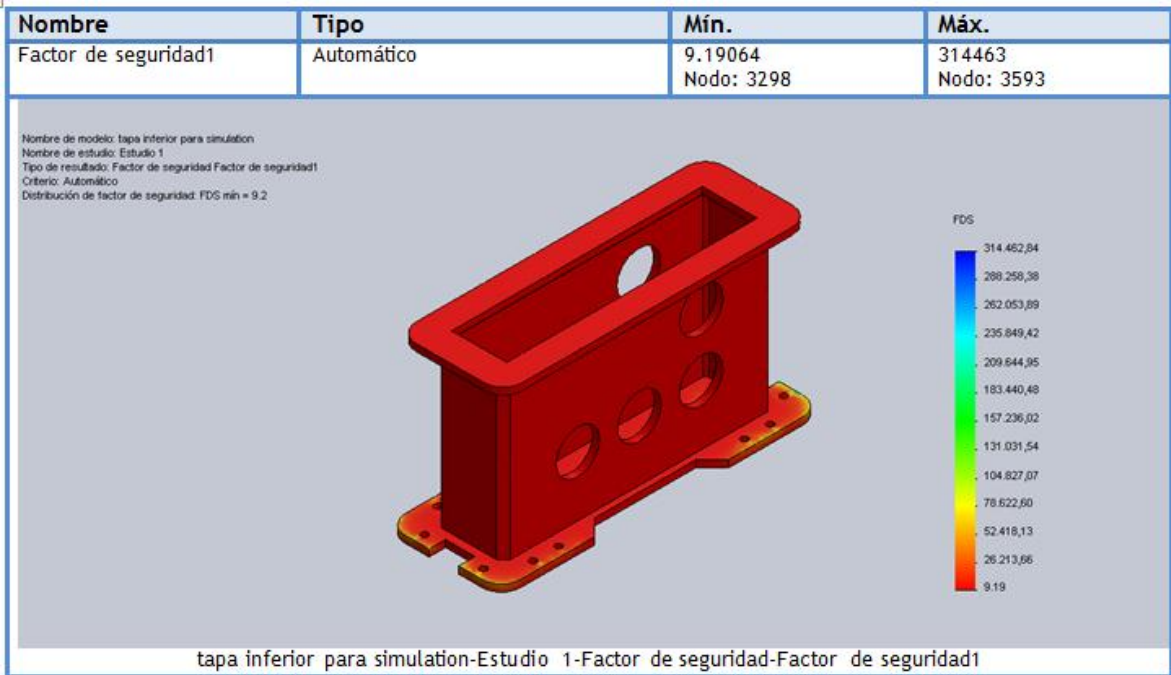


Ilustración 60. Factor de Seguridad de la Carcasa.



6.5.3. ANÁLISIS CAE DEL SOPORTE O BASE RÍGIDA

Ilustración 61. Tensiones del Soporte.

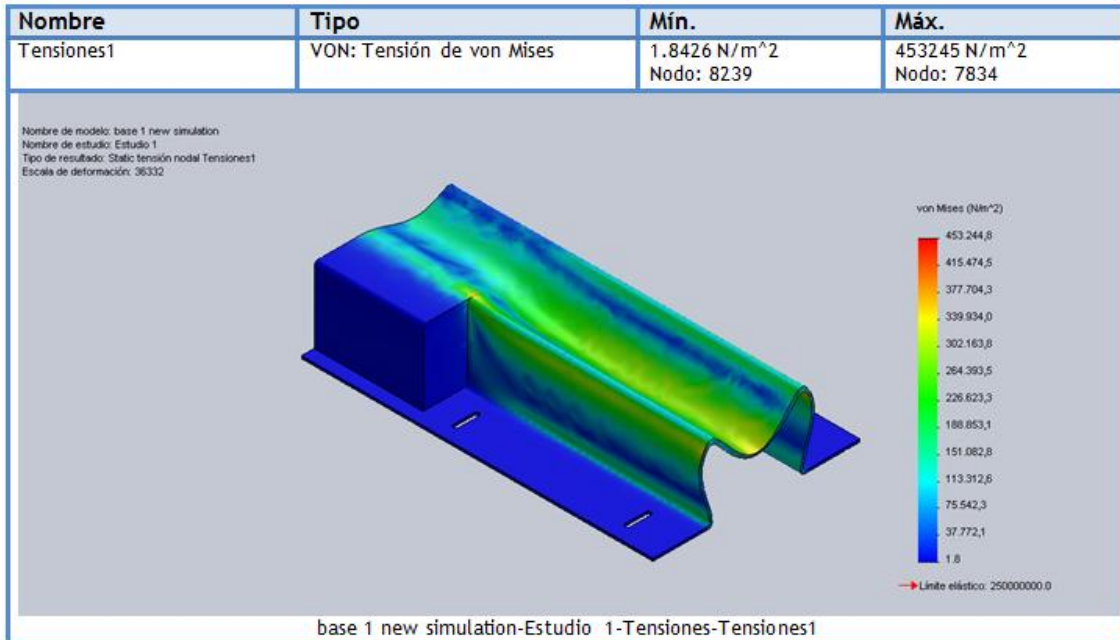


Ilustración 62. Desplazamientos del Soporte.

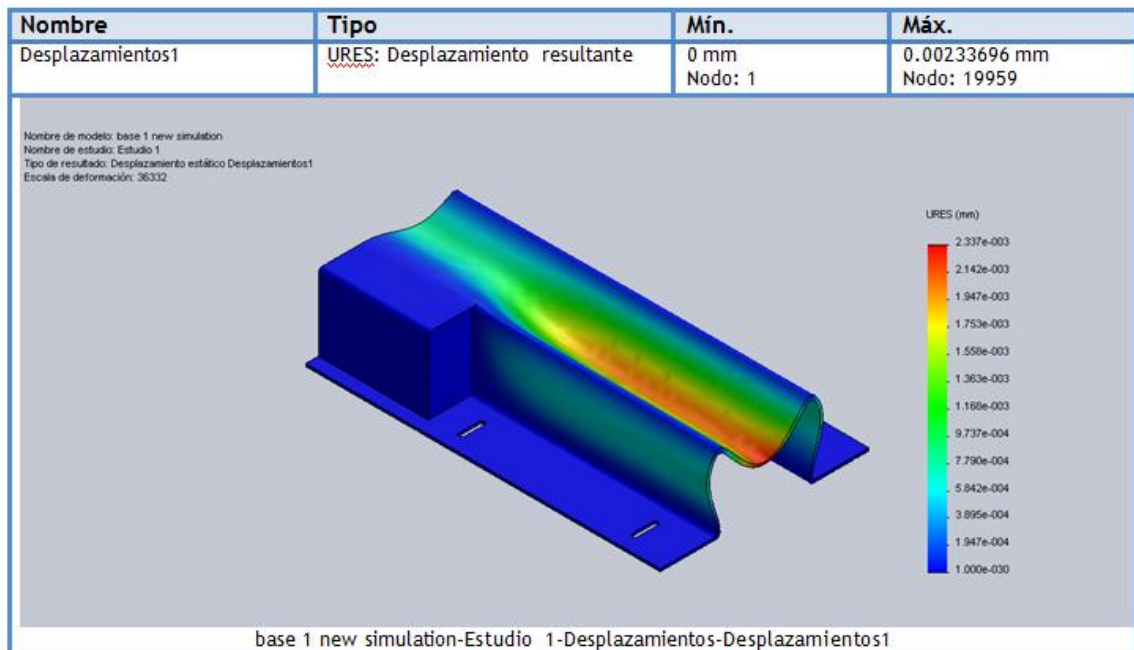


Ilustración 63. Deformaciones Unitarias del Soporte.

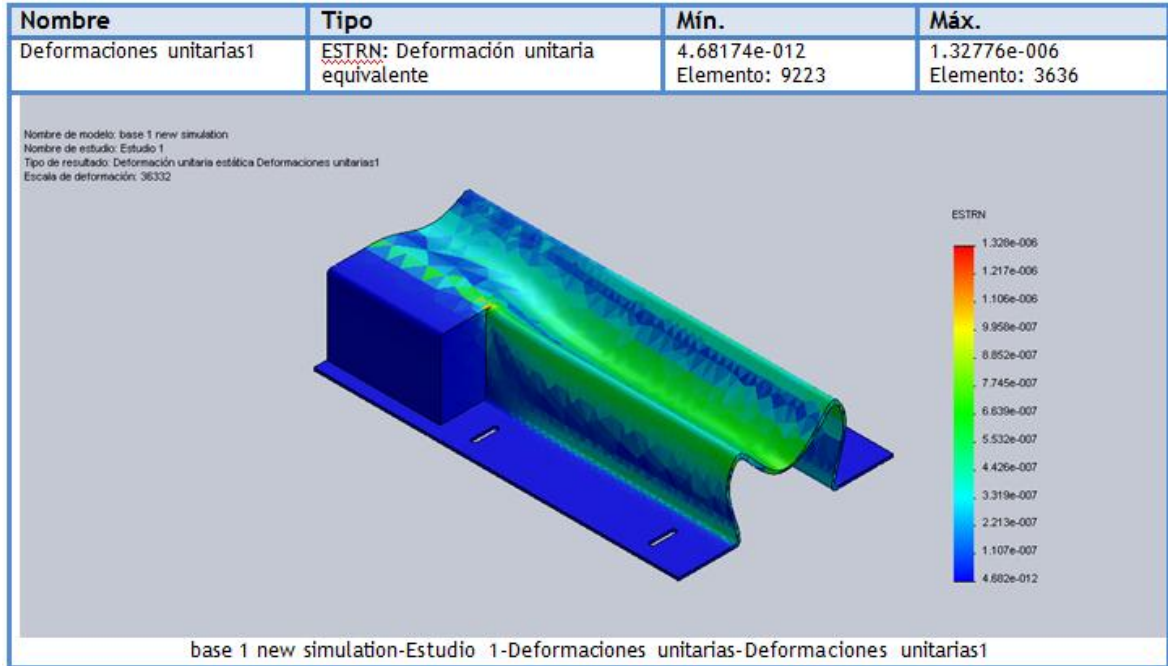
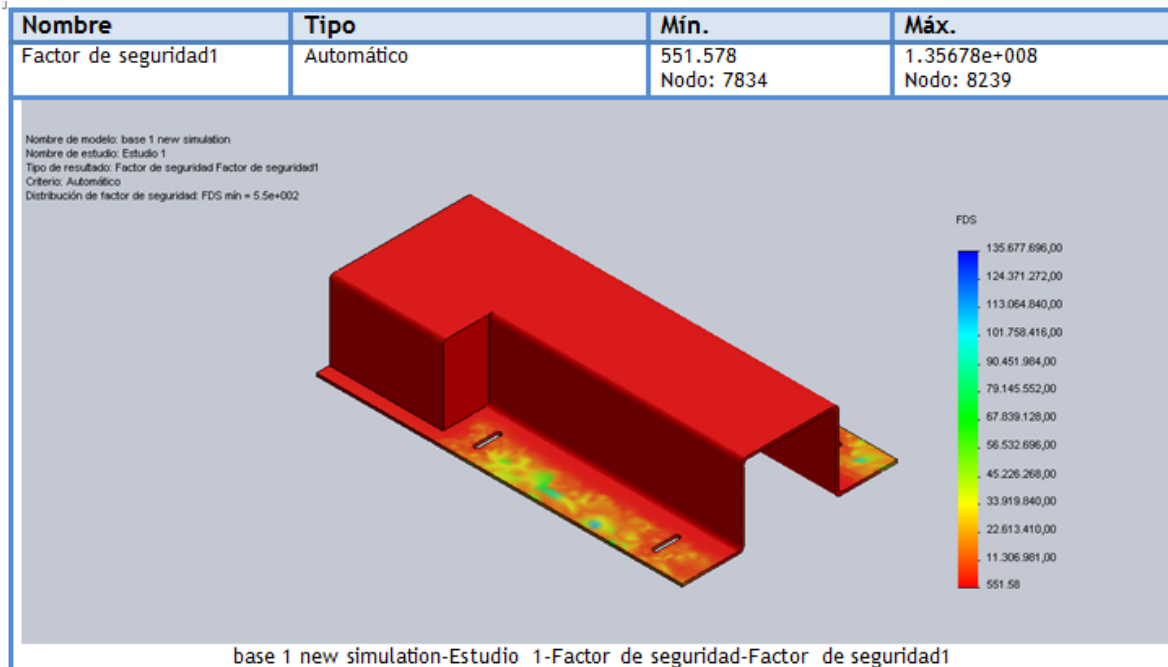


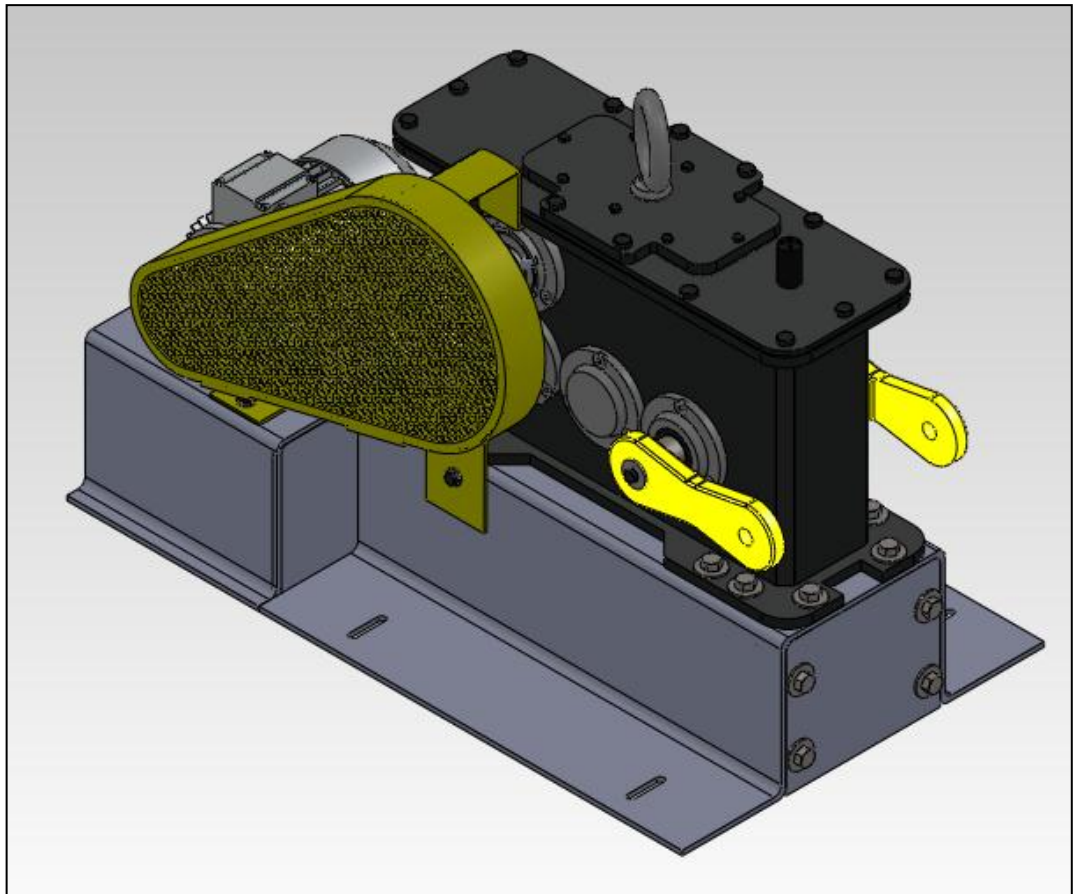
Ilustración 64. Factor de Seguridad de Soporte.



6.6. MODELO FINAL DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE VELOCIDAD PARA UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL

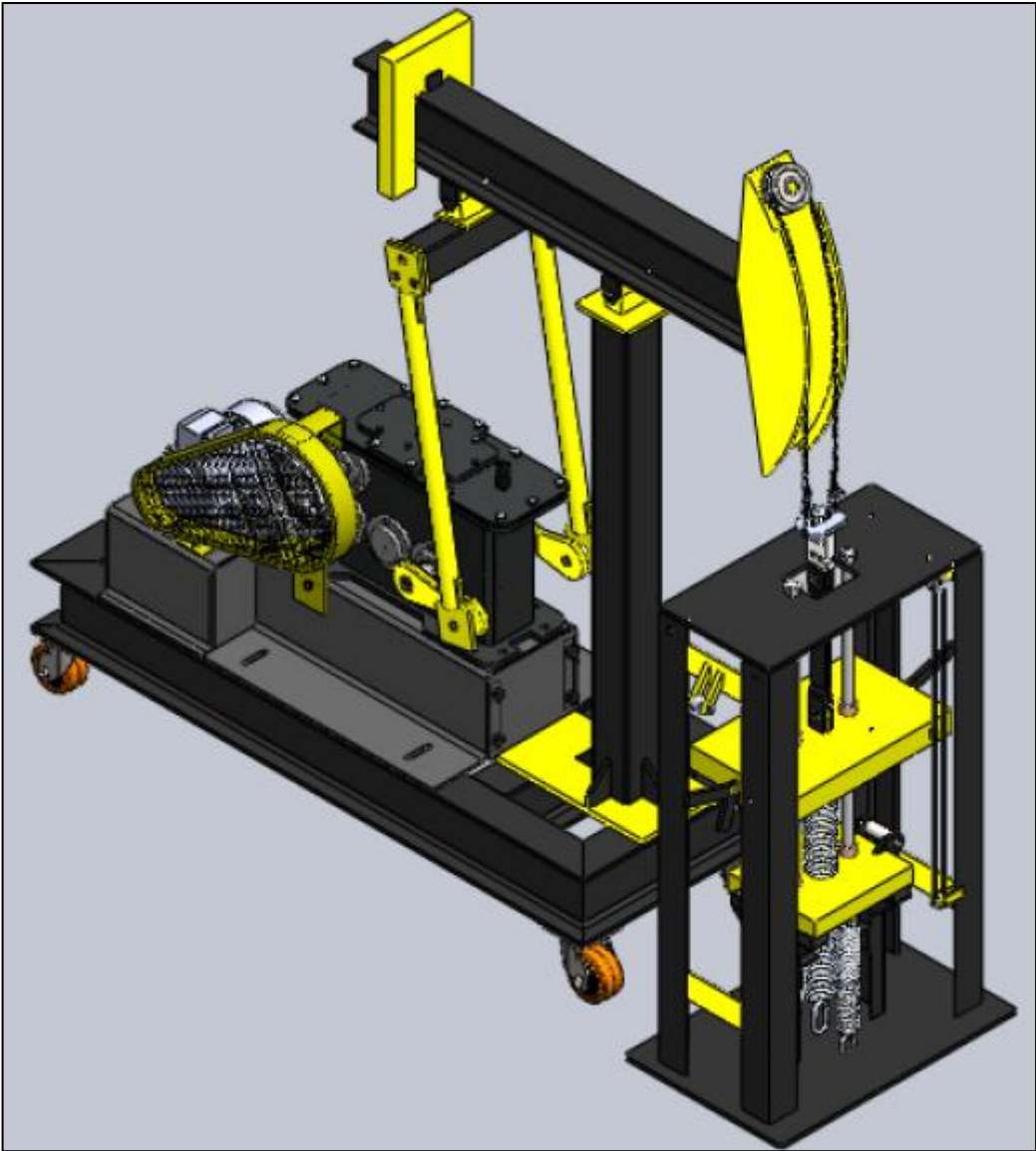
La siguiente ilustraciones nos muestran el sistema transmisor compacto con todos sus elementos acoplados: Base Rígida, Motor, Guarda de seguridad y Reductor, así como el acople del mismo al Banco Prototipo.

Ilustración 65. Modelo del Sistema de Reducción de Velocidad.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Ilustración 66. Sistema de Reducción de Velocidad acoplado al Banco Prototipo



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

7. CÁLCULOS

7.1. CÁLCULOS DE LAS POLEAS Y BANDAS

7.1.1. DISTANCIA ENTRE CENTROS Y LONGITUD DE LA BANDA

Para realizar dichos cálculos usaremos la metodología y las ecuaciones propuestas en el libro “**Diseño de Elementos de Maquinas**“, (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

El intervalo de distancias nominales entre centros (**C**) debe ser:

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1) \quad 8$$

$$9 < C < 3(9 + 3.0)$$

$$9 < C < 36$$

Esta ecuación nos confirma que el valor de **C = 13.9"**, suministrado por el catálogo, se encuentra también dentro del intervalo considerado por (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006), por lo tanto es válido.

De la misma forma, tenemos la siguiente ecuación para calcular la longitud de la banda necesaria:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad 9$$

$$L = 2 * 13.9 + 1.57(9 + 3.0) + \frac{(9 - 3.0)^2}{4 * 13.9}$$

$$L = 47.28"$$

⁸ Ecuación 7-8, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Robert L. Mott, 2006, pág. 273.

⁹ Ecuación 7-3, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Robert L. Mott, 2006, pág. 270.

7.1.2. FUERZAS EN LA BANDA

El aspecto general del sistema para bandas en V, nos muestra que los dos lados de la banda están en tensión, como lo muestra la ilustración 67.

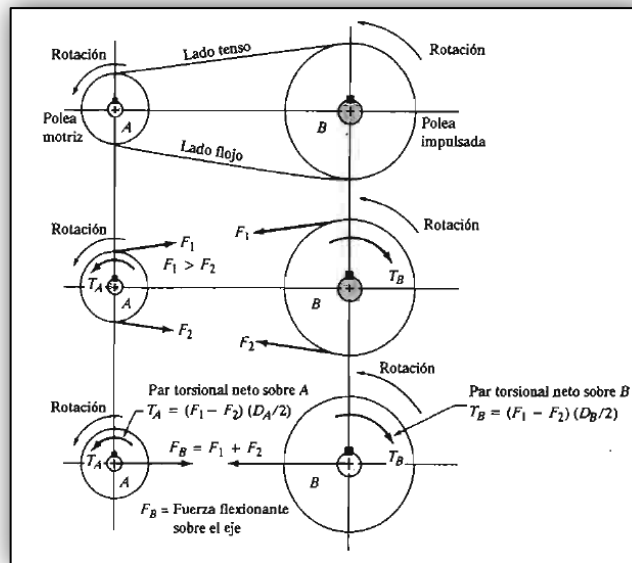
La tensión F_1 en el lado tenso es mayor que la tensión F_2 en el lado flojo; y por ello hay una fuerza impulsora neta sobre las poleas, igual a:

$$F_N = F_1 - F_2 \quad 10$$

La magnitud de la fuerza impulsora neta se puede calcular con el par torsional transmitido:

$$F_N = \frac{T}{(D/2)} \quad 11$$

Ilustración 67. Fuerzas sobre las poleas.



(Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006)

Pero observe que la fuerza de flexión sobre el eje que sostiene la polea depende de la suma $F_1 + F_2 = F_B$. Para ser más precisos se deben usar las componentes de F_1 y F_2 paralelas a la línea entre centros de las dos poleas.

¹⁰ Ecuación 12-7, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág. 538.

¹¹ Ecuación 12-8, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág. 538.

Para calcular la fuerza de flexión F_B , se necesita una segunda ecuación donde aparezcan las dos fuerzas F_1 y F_2 . Para transmisiones con bandas en V, se supone que la relación es, en el caso normal:

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \quad 12$$

Conviene establecer una relación entre F_B y F_N , de la forma:

$$F_B = C * F_N \quad 13$$

Donde C = Constante, $C = 1.5$, por tanto nuestra ecuación para transmisiones con bandas se convierte en:

$$F_B = 1.5 * F_N = 1.5 * \frac{T}{(D/2)} \quad 14$$

Se acostumbra a considerar que la fuerza flexionante F_B actúa como una sola fuerza en la línea entre centros de las dos poleas.

Tomando las anteriores ecuaciones, tenemos:

$$T_1 = (F_1 - F_2) * (D_1/2)$$

Teniendo en cuenta que $T_1 = T_N$ (Torque nominal del motor):

$$T_1 = 4.29 \text{ N}\cdot\text{m} = 37.969 \text{ lb}\cdot\text{pulg}, \text{ (Catalogo del Motor)}$$

$$T_1 = (F_1 - F_2) * (D_1/2)$$

$$37.969 = (F_1 - F_2) * (3.0/2)$$

$$F_N = (F_1 - F_2) = 25.31 \text{ lb}$$

$$F_B = 1.5 * F_N = 1.5 * 25.31 = 37.969 \text{ lb}$$

Por otra parte:

$$F_1 = 5F_2$$

$$(5F_2 - F_2) = 25.31 \text{ lb}$$

$$F_2 = 6.3275 \text{ lb}$$

¹² Ecuación 12-9, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág. 539.

¹³ Ecuación 12-10, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág. 539.

¹⁴ Ecuación 12-12, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág. 539.

$$F_1 = 5F_2 = 5 * (6.3275) = 31.6375 \text{ lb}$$

7.2. CALCULO DEL TREN DE ENGRANAJES

7.2.1. VELOCIDAD DEL EJE DE SALIDA

$$N_4 = N_1 \left(\frac{Z_a}{Z_b} \right)^3$$

$$N_4 = 583 \left(\frac{21}{74} \right)^3$$

$$N_4 = 13.32 \text{ RPM}$$

7.2.2. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

$$r = \left(\frac{Z_b}{Z_a} \right)^3$$

$$r = \left(\frac{74}{21} \right)^3$$

$$r = 43.75$$

7.3. CALCULO DE LOS EJES

Seguidamente seguiremos usando la metodología propuesta en el libro “Diseño de Elementos de Maquinas”, (Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006).

Previamente, debemos mencionar algunas de las características principales de las parejas de engranajes, que deberán ser tenidas en cuenta a la hora de realizar los cálculos de los ejes.

El tren de engranajes estará formado por tres (3) parejas, (Piñón y Engrane) que tienen las siguientes propiedades:

7.3.1. EJE 1

Inicialmente calculamos el Par Torsional (**T**) de la siguiente manera,

$$T = \frac{63000(P)}{N} \quad 15$$

Donde la Potencia (**P**) está en caballos, la velocidad de giro (**N**) está en r.p.m., y el par torsional en lb·pulg, teniendo para nuestro Eje 1:

$$T_1 = \frac{63000(P)}{N_1} = \frac{63000(1)}{583} = 108.06 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$T_1 = 108.06 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

El Paso diametral, (**Pd**), donde (**n**) corresponde al número de dientes del engranaje:

$$D_e = \frac{n+2}{P_d} \quad 16$$

$$P_d = \frac{n+2}{D_e} = \frac{21+2}{2,20} = 10,45 \text{ pulg}$$

$$P_d = 10,45 \text{ pulg}$$

Angulo de Presión Transversal, (**Φ_t**):

$$\Phi_t = \tan^{-1}(\tan \Phi_n / \cos \psi) \quad 17$$

$$\Phi_t = \tan^{-1}(\tan(20) / \cos(23)) = 21,57^\circ$$

$$\Phi_t = 21,57^\circ$$

Diámetro del círculo de paso, (**D**):

$$D = n/P_d \quad 18$$

$$D = 21/10,45 = 2$$

¹⁵ Ecuación 10-4, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág. 454.

¹⁶ Ecuación 8-10, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág.314.

¹⁷ Ecuación 8-25, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág.331.

¹⁸ Ecuación 8-28, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág.332.

$$D = 2 \text{ pulg}$$

Velocidad de la línea de paso, (v_t):

$$v_t = \pi DN/12 \quad 19$$

$$v_t = \frac{\pi(2)(583)}{12} = 305,25 \text{ pies/min}$$

$$v_t = 305,25 \text{ pies/min}$$

- En el **Piñón 1**, las fuerzas son:

Fuerza Tangencial, (W_t):

$$W_t = 33000(P)/v_t$$

$$W_t = \frac{33000(1)}{305,25} = 108,10 \text{ lb}$$

$$W_t = 108,10 \text{ lb}$$

Fuerza Axial, (W_x):

$$W_x = W_t \tan \psi$$

$$W_x = 108,10 \tan 23 = 45,88 \text{ lb}$$

$$W_x = 45,88 \text{ lb}$$

Fuerza Radial, (W_r):

$$W_r = W_t \tan \Phi_t$$

$$W_r = 108,10 \tan 21,57 = 42,73 \text{ lb}$$

$$W_r = 42,73 \text{ lb}$$

Fuerzas en la polea A:

$$F_N = (F_1 - F_2) \quad 20$$

$$F_N = (31.63 - 6.32) = 25.31 \text{ lb}$$

¹⁹ Ecuación 9-1, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Robert L. Mott, 2006, pág.366.

²⁰ Ecuación 12-7, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Robert L. Mott, 2006, pág.538.

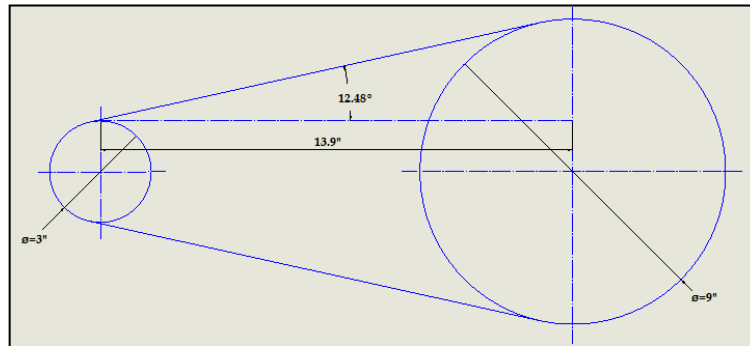
$$F_N = 25.31 \text{ lbf} \quad (\text{Fuerza neta de impulsión})$$

$$F_A = 1.5(F_N) \quad ^{21}$$

$$F_A = 1.5(25.31) = 37.969 \text{ lb}$$

$$F_A = 37.97 \text{ lb} \quad (\text{Fuerza flexionante})$$

Ilustración 68. Fuerzas que actúan sobre las poleas.

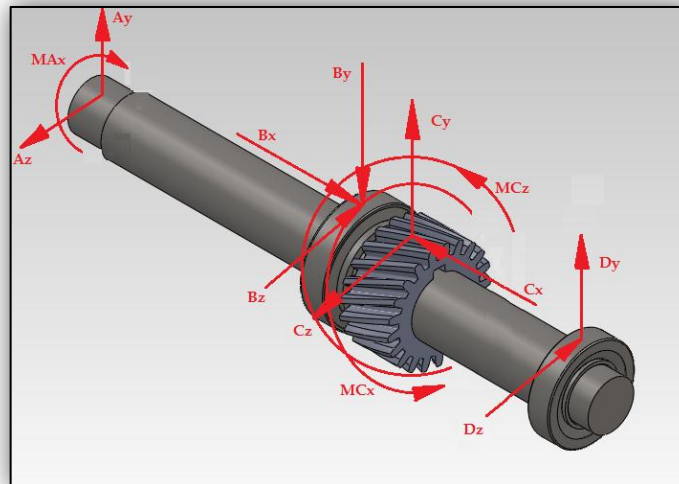


(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

$$F_{Az} = F_B \cos 12.48^\circ = 37.07 \text{ lb}$$

$$F_{Ay} = F_B \sen 12.48^\circ = 8.20 \text{ lb}$$

Ilustración 69. Fuerzas que actúan sobre el Eje 1.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

²¹ Ecuación 12-12, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Robert L. Mott, 2006, pág.539.

- En el **Plano X-Y**:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ A_y - B_y + C_y + D_y &= 0 \\ A_y - B_y + W_r + D_y &= 0 \\ 8.20 - B_y + 42.73 + D_y &= 0 \\ \mathbf{B_y - D_y} &= \mathbf{50.93 \text{ lb}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ A_y(5.23) - W_r(1.11) - D_y(4.58) - M_{Cz} &= 0\end{aligned}$$

$$M_{Cz} = W_x(r) = 45.88(1) = 45.88 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

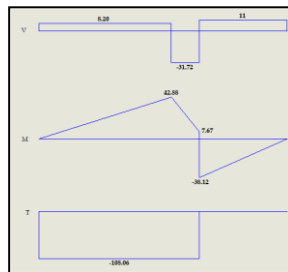
$$\begin{aligned}8.20(5.23) - 42.73(1.11) - D_y(4.58) - 45.88 &= 0 \\ \mathbf{D_y} &= \mathbf{-11 \text{ lb}}\end{aligned}$$

El signo negativo (-) nos indica que el verdadero sentido de la fuerza D_y , es contrario al supuesto en el diagrama de cuerpo libre.

$$\begin{aligned}\therefore B_y - D_y &= 50.93 \text{ lb} \\ B_y - (-11) &= 50.93 \text{ lb} \\ \mathbf{B_y} &= \mathbf{39.93 \text{ lb}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ B_x = C_x = W_x &= 45.88 \text{ lb} \\ \mathbf{B_x} &= \mathbf{45.88 \text{ lb}}\end{aligned}$$

Ilustración 70. Diagramas de Cortante, Momentos y Torque en el plano X-Y en el Eje 1.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

- En el **Plano X-Z:**

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ -A_z + B_z - C_z + D_z &= 0 \\ -A_z + B_z - W_t + D_z &= 0 \\ -37.07 + B_z - 108.10 + D_z &= 0 \\ \mathbf{B_z + D_z} &= \mathbf{145.17 \text{ lb}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ -A_z(5.23) + W_t(1.11) - D_z(4.58) - M_{Ax} + M_{Cx} &= 0\end{aligned}$$

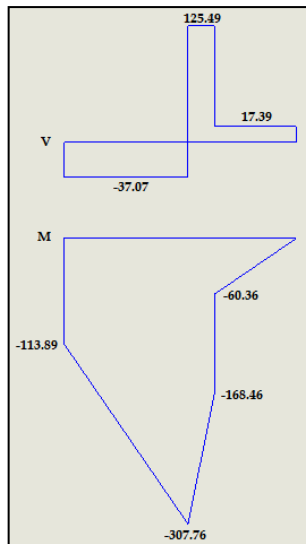
$$\begin{aligned}M_{Ax} &= F_N(r) = 25.31(4.5) = 113.89 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ M_{Cx} &= W_t(r) = 108.10(1) = 108.1 \text{ lb} \cdot \text{pulg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}-37.07(5.23) + 108.1(1.11) - D_z(4.58) - 113.89 + 108.1 &= 0 \\ \mathbf{D_z} &= \mathbf{-17.39 \text{ lb}}\end{aligned}$$

El signo negativo (-) nos indica que el verdadero sentido de la fuerza D_z es contrario al supuesto en el diagrama de cuerpo libre.

$$\begin{aligned}\approx B_z + D_z &= 145.17 \text{ lb} \\ B_z + (-17.39) &= 145.17 \text{ lb} \\ \mathbf{B_z} &= \mathbf{162.56 \text{ lb}}\end{aligned}$$

Ilustración 71. Diagramas de Cortante y Momentos en el plano X-Z en el Eje 1.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

Luego de analizar los diagramas de cortante, de momentos y de torque, podemos observar que la sección crítica en nuestro Eje 1, es la sección B. correspondiente a la parte que se encuentra apoyada sobre el rodamiento. Por tanto los cálculos para la determinación del diámetro del eje, deberán estar atentos a dicha sección.

El **Momento Resultante (M_R)**, en la sección crítica será:

$$M_R = \sqrt{x^2 + y^2}$$

$$M_B = \sqrt{(307.76^2 + 42.88^2)}$$

$$M_B = 310.73 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

El **diámetro (d)**, más pequeño seguro que corresponde a un **factor de seguridad específico (N)**, se expresa como:

$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3} \quad 22$$

Esta ecuación es compatible con la Norma ANSI B106.IM-1985.

El termino **factor de diseño (N)**, es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. A continuación se recomiendan algunos factores de diseño que pueden ser referencia, de acuerdo al tipo de material a usar.

Materiales Dúctiles

- **$N=1.25$ a 2.0 .** El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- **$N=2.0$ a 2.5 .** Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.
- **$N=2.5$ a 4.0 .** Diseño de estructuras estáticas o elementos del maquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

²² Ecuación 12-24, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Robert L. Mott, 2006, pág.548.

- **N=4.0 o más.** Diseño de estructuras estáticas o elementos del maquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Materiales Frágiles

- **N=3.0 a 4.0.** Diseño de estructuras bajo cargas estáticas, donde haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- **N=4.0 a 8.0.** Diseño de estructuras estáticas o elementos del maquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

Para nuestro diseño serán tenidos en cuenta, **Factores de diseño N=1.25 y N=2.5.**

La ecuación para el cálculo del diámetro del eje, también incluye el **factor de concentración de esfuerzos (K_t)**, que depende en la mayoría de los casos, del diámetro del eje, y de las geometrías de los chaflanes y ranuras.

Para nuestro diseño, utilizaremos un $K_t = 2.5$ (Factor de concentración de esfuerzo para chaflán agudo).

Tomando como material, un **Acero al Carbono SAE AISI 1045**, tenemos $S_y = 45 \text{ ksi}$ y $S_u = 81.9 \text{ ksi}$. (Ver más propiedades en el anexo 888).

$S_n =$ Limite a la fatiga del esfuerzo del acero, bajo condiciones ideales.

$S_u =$ Esfuerzo Último o Máximo.

$$S_n = 0.5S_u$$

$$S_n = 0.5(81.9)$$

$$S_n = 40.95 \text{ ksi}$$

$S'_n =$ Limite a la fatiga modificado.

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s) \quad 23$$

Factor de Material, $C_m = 1.0$ (Acero Forjado)

²³ Ecuación 5-4, Diseño de Elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 2006, pág.174.

Factor de tipo de esfuerzo, $C_{st} = 1.0$ (Esfuerzo Flexionante)

Factor de Confiabilidad, $C_R = 0.9$

Factor de Tamaño, $C_s = (D/7.62)^{-0.11} = (35/7.62)^{-0.11} = 0.845$

$$S'_n = 40.95(1)(1)(0.9)(0.845)$$

$$S'_n = 31.14 \text{ ksi}$$

$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32(1.25)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2.5(310.73)}{31140}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{108.06}{45000}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0.683'' = 17.34 \text{ mm.}$$

$$d = 0.86'' = 21.84 \text{ mm. (N=2.5)}$$

7.3.2. EJE 2

El par torsional es:

$$T_2 = \frac{63000(P)}{N_2} = \frac{63000(1)}{165} = 381.81 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$T_2 = 381.81 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

- En el **Engrane 2**, las fuerzas son:

Velocidad de la línea de paso, (v_t):

$$v_t = \pi DN/12$$

$$v_t = \frac{\pi(6.87)(165)}{12} = 296.76 \text{ pies/min}$$

$$v_t = 296.76 \text{ pies/min}$$

Fuerza Tangencial, (W_t):

$$W_{t2e} = 33000(P)/v_t$$

$$W_{t2e} = \frac{33000(1)}{296.76} = 111.20 \text{ lb}$$

$$W_{t2e} = 111.20 \text{ lb}$$

Fuerza Axial, (W_x):

$$W_{x2e} = W_t \tan \psi$$

$$W_{x2e} = 111.20 \tan 23 = 47.20 \text{ lb}$$

$$W_{x2e} = 47.20 \text{ lb}$$

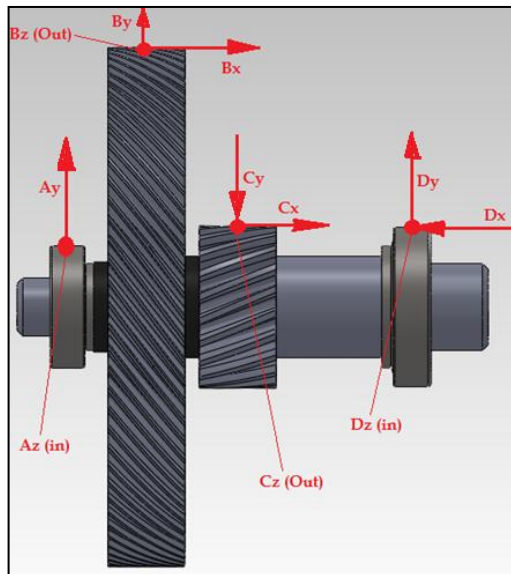
Fuerza Radial, (W_r):

$$W_{r2e} = W_t \tan \Phi_t$$

$$W_{r2e} = 111.20 \tan 21.57 = 43.95 \text{ lb}$$

$$W_{r2e} = 43.95 \text{ lb}$$

Ilustración 72. Fuerzas que actúan sobre el Eje 2.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

- En el **Piñón 2**, las fuerzas son:

Velocidad de la línea de paso, (v_t):

$$v_t = \pi DN / 12$$

$$v_t = \frac{\pi(2)(165)}{12} = 86.39 \text{ pies/min}$$

$$v_t = \mathbf{86.39 \text{ pies/min}}$$

Fuerza Tangencial, (W_t):

$$W_{t2p} = 33000(P)/v_t$$

$$W_{t2p} = \frac{33000(1)}{86.39} = 381.98 \text{ lb}$$

$$W_{t2p} = \mathbf{381.98 \text{ lb}}$$

Fuerza Axial, (W_x):

$$W_{x2p} = W_t \tan \psi$$

$$W_{x2p} = 381.98 \tan 23 = 162.14 \text{ lb}$$

$$W_{x2p} = \mathbf{162.14 \text{ lb}}$$

Fuerza Radial, (W_r):

$$W_{r2p} = W_t \tan \Phi_t$$

$$W_{r2p} = 381.98 \tan 21.57 = 151 \text{ lb}$$

$$W_{r2p} = \mathbf{151 \text{ lb}}$$

- En el **Plano X-Y**:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y - C_y + D_y = 0$$

$$A_y + W_{r2e} - W_{r2p} + D_y = 0$$

$$A_y + 43.95 - 151 + D_y = 0$$

$$A_y + D_y = \mathbf{107.05 \text{ lb}}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-B_y(1.11) + C_y(2.35) - D_y(4.58) + M_{Bz} - M_{Cz} = 0$$

$$M_{Bz} = W_{x2e}(r) = 47.20(3.435) = 162.14 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$M_{Cz} = W_{x2p}(r) = 162.14(1) = 162.14 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$-43.95(1.11) + 151(2.35) - D_y(4.58) + 162.14 - 162.14 = 0$$

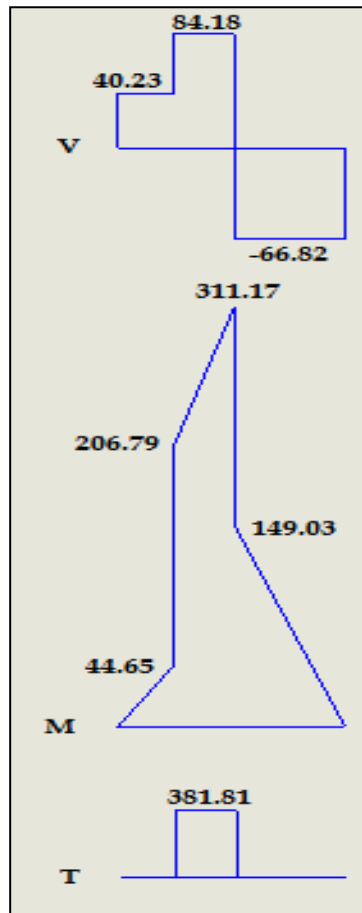
$$D_y = 66.82 \text{ lb}$$

$$\therefore A_y + D_y = 107.05 \text{ lb}$$

$$A_y + 66.82 = 107.05 \text{ lb}$$

$$A_y = 40.23 \text{ lb}$$

Ilustración 73. Diagramas de Cortante, Momentos y Torque en el plano X-Y en el Eje 2.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

- En el **Plano X-Z**:

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - B_z - C_z + D_z = 0$$

$$A_z - W_{t2e} - W_{t2p} + D_z = 0$$

$$A_z - 111.20 - 381.98 + D_z = 0$$

$$A_z + D_z = 493.18 \text{ lb}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$B_z(1.11) + C_z(2.35) - D_z(4.58) + M_{Bx} - M_{Cx} = 0$$

$$M_{Bx} = W_{t2e}(r) = 111.2(3.435) = 381.98 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$M_{Cx} = W_{t2p}(r) = 381.98(1) = 381.98 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$111.20(1.11) + 381.98(2.35) - D_z(4.58) + 381.98 - 381.98 = 0$$

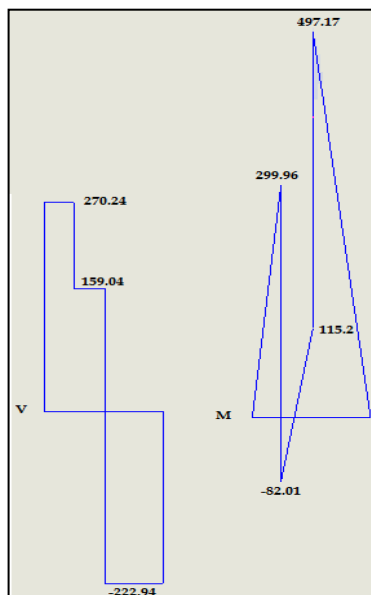
$$D_z = 222.94 \text{ lb}$$

$$\therefore A_z + D_z = 493.18 \text{ lb}$$

$$A_z + 222.94 = 493.18$$

$$A_z = 270.24 \text{ lb}$$

Ilustración 74. Diagramas de Cortante y de Momentos en el plano X-Z, en el Eje 2.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ B_x + C_x &= D_x \\ W_{x2e} + W_{x2p} &= D_x \\ 47.20 + 162.14 &= D_x \\ \mathbf{D_x} &= \mathbf{209.34 \text{ lb}}\end{aligned}$$

Para nuestro Eje 2, podemos observar que la sección crítica, es la sección C, o sección donde se apoya el Piñón 2.

El **Momento Resultante (M_R)**, en la sección crítica será:

$$\begin{aligned}\mathbf{M_R} &= \mathbf{\sqrt[2]{(x^2 + y^2)}} \\ M_C &= \sqrt[2]{(311.17^2 + 497.17^2)} \\ \mathbf{M_C} &= \mathbf{586.51 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}\end{aligned}$$

Tomando el mismo material, un **Acero al Carbono SAE AISI 1045**, el mismo factor de concentración de esfuerzos ($K_t = 2.5$) y el mismo límite a la fatiga modificado ($S'_n = 31.14 \text{ Ksi}$), tenemos:

$$\begin{aligned}d &= \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3} \\ d &= \left[\frac{32(1.25)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2.5(586.51)}{31140}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{381.81}{45000}\right)^2} \right]^{1/3}\end{aligned}$$

$$\mathbf{d = 0.846'' = 21.48 \text{ mm.}}$$

$$\mathbf{d = 1.066'' = 27.07 \text{ mm. (N=2.5)}}$$

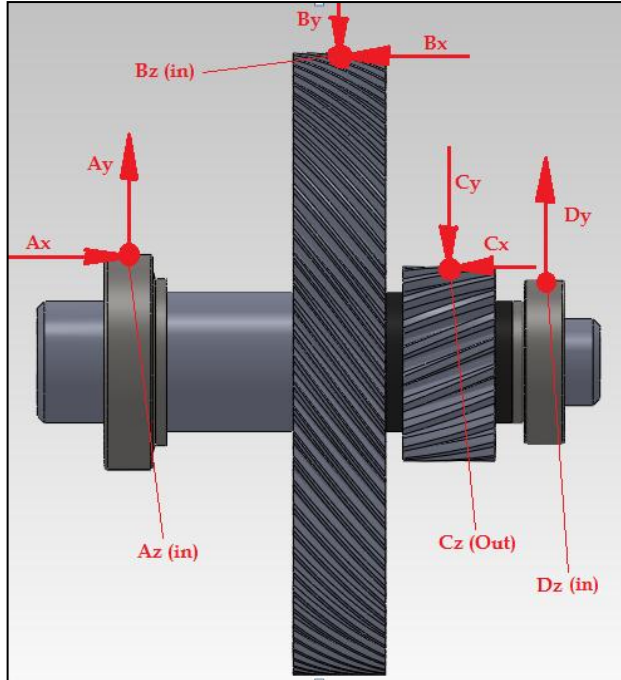
7.3.3. EJE 3

El par torsional es:

$$T_3 = \frac{63000(P)}{N_3} = \frac{63000(1)}{46} = 1369.56 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$T_3 = 1369.56 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

Ilustración 75. Fuerzas que actúan sobre el Eje 3.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

- En el **Engrane 3**, las fuerzas son:

Velocidad de la línea de paso, (v_t):

$$v_t = \pi DN / 12$$

$$v_t = \frac{\pi(6.87)(46)}{12} = 82.73 \text{ pies/min}$$

$$v_t = 82.73 \text{ pies/min}$$

Fuerza Tangencial, (W_t):

$$W_{t3e} = 33000(P)/v_t$$

$$W_{t3e} = \frac{33000(1)}{82.73} = 398.88 \text{ lb}$$

$$W_{t3e} = 398.88 \text{ lb}$$

Fuerza Axial, (W_x):

$$W_{x3e} = W_{t3e} \tan \psi$$

$$W_{x3e} = 398.88 \tan 23 = 169.31 \text{ lb}$$

$$W_{x3e} = \mathbf{169.31 \text{ lb}}$$

Fuerza Radial, (W_r):

$$W_{r3e} = W_{t3e} \tan \Phi_t$$

$$W_{r3e} = 398.88 \tan 21.57 = 157.68 \text{ lb}$$

$$W_{r3e} = \mathbf{157.68 \text{ lb}}$$

- En el **Piñón 3**, las fuerzas son:

Velocidad de la línea de paso, (v_t):

$$v_t = \pi DN / 12$$

$$v_t = \frac{\pi(2)(46)}{12} = 24.08 \text{ pies/min}$$

$$v_t = \mathbf{24.08 \text{ pies/min}}$$

Fuerza Tangencial, (W_t):

$$W_{t3p} = 33000(P) / v_t$$

$$W_{t3p} = \frac{33000(1)}{24.08} = 1370.43 \text{ lb}$$

$$W_{t3p} = \mathbf{1370.43 \text{ lb}}$$

Fuerza Axial, (W_x):

$$W_{x3p} = W_{t3p} \tan \psi$$

$$W_{x3p} = 1370.43 \tan 23 = 581.71 \text{ lb}$$

$$W_{x3p} = \mathbf{581.71 \text{ lb}}$$

Fuerza Radial, (W_r):

$$W_{r3p} = W_{t3p} \tan \Phi_t$$

$$W_{r3p} = 1370.43 \tan 21.57 = 541.76 \text{ lb}$$

$$W_{r3p} = 541.76 \text{ lb}$$

- En el **Plano X-Y**:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - B_y - C_y + D_y = 0$$

$$A_y - W_{r3e} - W_{r3p} + D_y = 0$$

$$A_y - 157.68 - 541.76 + D_y = 0$$

$$A_y + D_y = 699.44 \text{ lb}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$B_y(2.35) + C_y(3.58) - D_y(4.58) - M_{Bz} + M_{Cz} = 0$$

$$M_{Bz} = W_{x3e}(r) = 169.31(3.435) = 581.57 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$M_{Cz} = W_{x3p}(r) = 581.71(1) = 581.71 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$157.68(2.35) + 541.76(3.58) - D_y(4.58) - 581.57 + 581.71 = 0$$

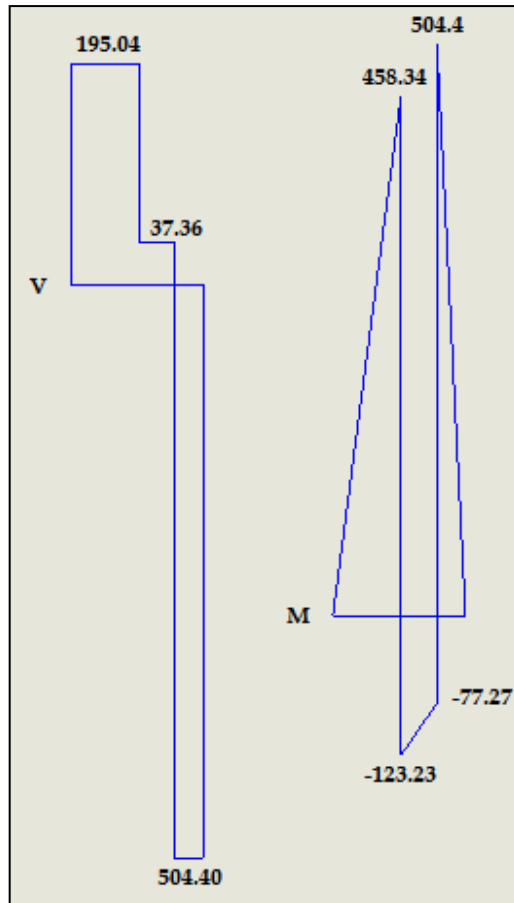
$$D_y = 504.40 \text{ lb}$$

$$\therefore A_y + D_y = 699.44 \text{ lb}$$

$$A_y + 504.40 = 699.44 \text{ lb}$$

$$A_y = 195.04 \text{ lb}$$

Ilustración 76. Diagramas de Cortante y de Momentos en el plano X-Y, en el Eje 3.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

- En el **Plano X-Z:**

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z + B_z - C_z + D_z = 0$$

$$A_z + W_{t3e} - W_{t3p} + D_z = 0$$

$$A_z + 398.88 - 1370.43 + D_z = 0$$

$$A_z + D_z = 971.55 \text{ lb}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-B_z(2.35) + C_z(3.58) + D_z(4.58) + M_{Bx} - M_{Cx} = 0$$

$$M_{Bx} = W_{t3e}(r) = 398.88(3.435) = 1370.15 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$M_{Cx} = W_{t3p}(r) = 1370.43(1) = 1370.43 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$-398.88(2.35) + 1370.43(3.58) - D_z(4.58) + 1370.15 - 1370.43 = 0$$

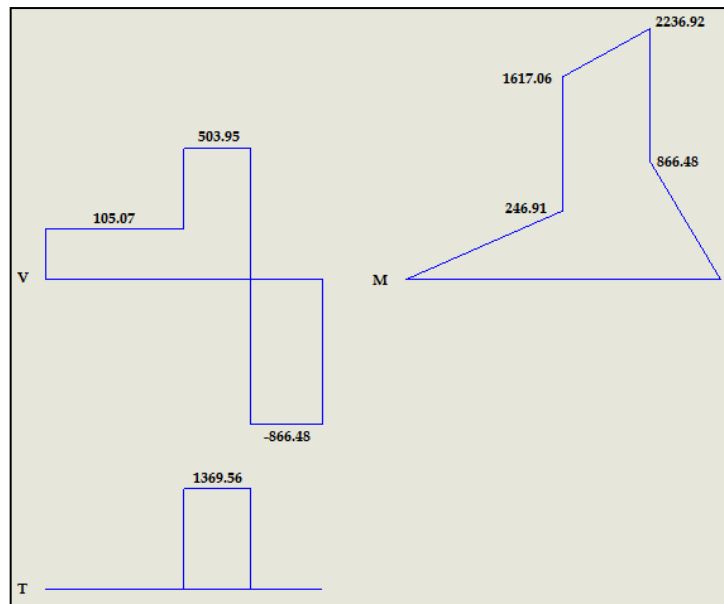
$$D_z = 866.48 \text{ lb}$$

$$\therefore A_z + D_z = 971.55 \text{ lb}$$

$$A_z + 866.48 = 971.55$$

$$A_z = 105.07 \text{ lb}$$

Ilustración 77. Diagramas de Cortante, Momentos y Torque en el plano X-Z, en el Eje 3.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

$$\sum F_x = 0$$

$$B_x + C_x = A_x$$

$$W_{x3e} + W_{x3p} = A_x$$

$$169.31 + 581.71 = A_x$$

$$A_x = 751.02 \text{ lb}$$

Este valor nos indica, que el rodamiento ubicado en el extremo A, debe ser capaz de soportar dicha carga axial.

Nuevamente la sección crítica, es la sección C, o sección donde se apoya el Piñón 3.

El **Momento Resultante (M_R)**, en la sección crítica será:

$$M_R = \sqrt[2]{(x^2 + y^2)}$$

$$M_C = \sqrt[2]{(504.4^2 + 2236.92^2)}$$

$$M_C = 2293.08 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

A medida que vamos avanzando en el cálculo de los ejes, vamos observando, que también las cargas que actúan sobre ellos, se han ido incrementando. Por tal motivo, y por razones de seguridad, hemos decidido cambiar el material, para disminuir el riesgo de una futura falla. Ahora trabajaremos con un **Acero Aleado SAE AISI 4140**, ($S_y = 100 \text{ ksi}$ y $S_u = 152 \text{ ksi}$). (Ver más propiedades en el anexo 898).

$$S_n = 0.5S_u$$

$$S_n = 0.5(152)$$

$$S_n = 76 \text{ ksi}$$

$S'_n =$ Limite a la fatiga modificado.

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s)$$

Factor de Material, $C_m = 1.0$ (Acero Forjado)

Factor de tipo de esfuerzo, $C_{st} = 1.0$ (Esfuerzo Flexionante)

Factor de Confiabilidad, $C_R = 0.9$

Factor de Tamaño, $C_s = (D/7.62)^{-0.11} = (45/7.62)^{-0.11} = 0.822$

$$S'_n = 76(1)(1)(0.9)(0.822)$$

$$S'_n = 56.22 \text{ ksi}$$

Manteniendo el mismo factor de concentración de esfuerzos ($K_t = 2.5$), tenemos:

$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32(1.25)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2.5(2293.08)}{56220}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1369.56}{100000}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 1.09'' = 27.68 \text{ mm.}$$

$$d = 1.37'' = 34.79 \text{ mm. (N=2.5)}$$

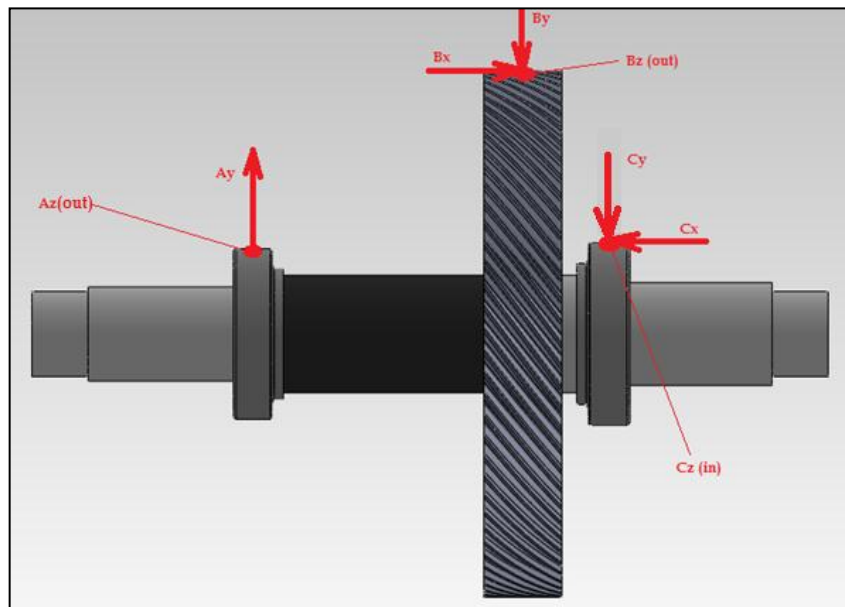
7.3.4. EJE 4

El par torsional es:

$$T_4 = \frac{63000(P)}{N_4} = \frac{63000(1)}{13} = 4846.15 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$T_4 = 4846.15 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

Ilustración 78. Fuerzas que actúan sobre el Eje 4.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

- En el **Engrane 4**, las fuerzas son:

Velocidad de la línea de paso, (v_t):

$$v_t = \pi DN/12$$

$$v_t = \frac{\pi(6.87)(13)}{12} = 23.38 \text{ pies/min}$$

$$v_t = 23.38 \text{ pies/min}$$

Fuerza Tangencial, (W_t):

$$W_{t4e} = 33000(P)/v_t$$

$$W_{t4e} = \frac{33000(1)}{23.38} = 1141.46 \text{ lb}$$

$$W_{t4e} = 1141.46 \text{ lb}$$

Fuerza Axial, (W_x):

$$W_{x4e} = W_{t4e} \tan \psi$$

$$W_{x4e} = 1141.46 \tan 23 = 484.52 \text{ lb}$$

$$W_{x4e} = 484.52 \text{ lb}$$

Fuerza Radial, (W_r):

$$W_{r4e} = W_{t4e} \tan \Phi_t$$

$$W_{r4e} = 1141.46 \tan 21.57 = 451.24 \text{ lb}$$

$$W_{r4e} = 451.24 \text{ lb}$$

- En el **Plano X-Y**:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - B_y - C_y = 0$$

$$A_y - W_{r4e} - C_y = 0$$

$$A_y - 451.24 - C_y = 0$$

$$A_y - C_y = 451.24 \text{ lb}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$B_y(3.58) + C_y(4.58) - M_{Bz} = 0$$

$$M_{Bz} = W_{x4e}(r) = 484.52(3.435) = 1664.32 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$451.24(3.58) + C_y(4.58) - 1664.32 = 0$$

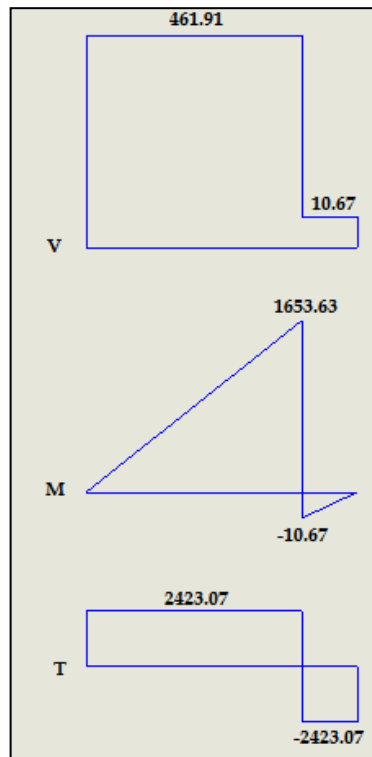
$$C_y = 10.67 \text{ lb}$$

$$\therefore A_y - C_y = 451.24 \text{ lb}$$

$$A_y - 10.67 = 451.24 \text{ lb}$$

$$A_y = 461.91 \text{ lb}$$

Ilustración 79. Diagramas de Cortante, Momentos y Torque en el plano X-Y, en el Eje 4.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

- En el **Plano X-Z:**

$$\sum F_z = 0$$

$$-A_z - B_z + C_z = 0$$

$$-A_z - W_{t4e} + C_z = 0$$

$$-A_z - 1141.46 + C_z = 0$$

$$-A_z + C_z = 1141.46 \text{ lb}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$B_z(3.58) - C_z(4.58) + M_{Bx} = 0$$

$$M_{Bx} = W_{t4e}(r) = 1141.46(3.435) = 3920.91 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$1141.46(3.58) - C_z(4.58) + 3920.91 = 0$$

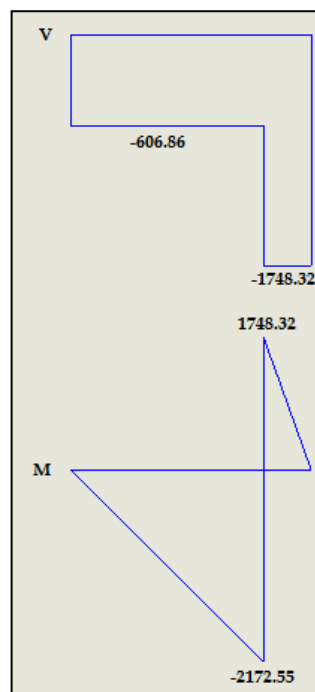
$$C_z = 1748.32 \text{ lb}$$

$$\therefore -A_z + C_z = 1141.46 \text{ lb}$$

$$-A_z + 1748.32 = 1141.46 \text{ lb}$$

$$A_z = 606.86 \text{ lb}$$

Ilustración 80. Diagramas de Cortante y de Momentos en el plano X-Z, en el Eje 4



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

$$\sum F_x = 0$$

$$B_x = C_x$$

$$W_{x4e} = C_x$$

$$C_x = 484.52 \text{ lb}$$

Este valor nos indica, que el rodamiento ubicado en el extremo C, debe ser capaz de soportar dicha carga axial.

Finalmente la sección crítica, es la sección B, o sección donde se apoya el Engrane 4.

El **Momento Resultante (M_R)**, en la sección crítica será:

$$M_R = \sqrt{x^2 + y^2}$$

$$M_B = \sqrt{(1653.63^2 + 2172.55^2)}$$

$$M_B = 2730.28 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

Tomando los mismos valores usados para el Eje 3, de Límite a la fatiga modificado ($S'_n = 56.22 \text{ Ksi}$) y de concentración de esfuerzos ($K_t = 2.5$), tenemos:

$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32(1.25)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2.5(2730.28)}{56220}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{4846.15}{100000}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 1.17'' = 29.718 \text{ mm.}$$

$$d = 1.48'' = 37.59 \text{ mm. (N=2.5)}$$

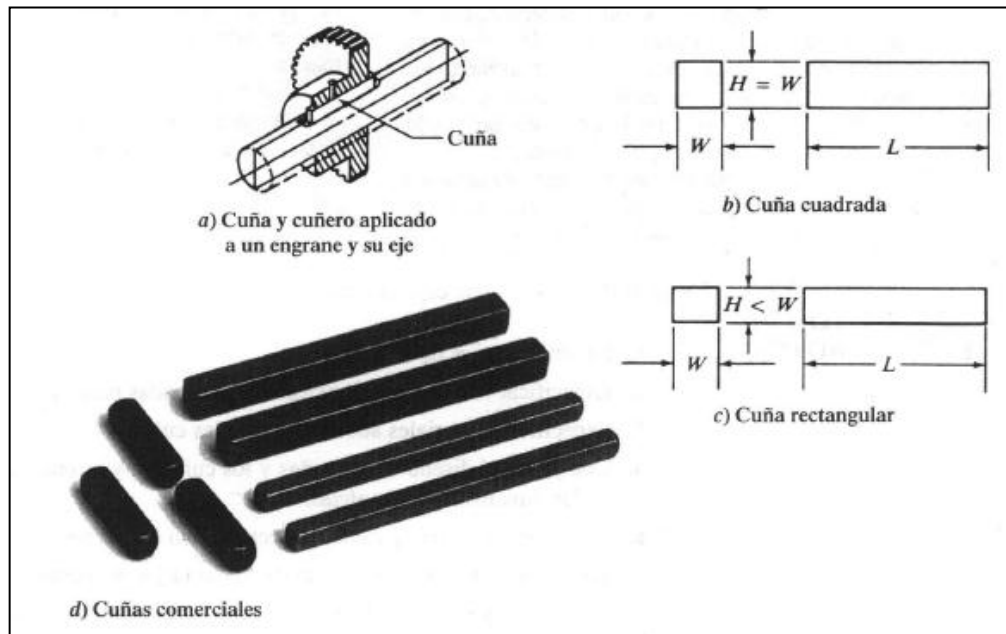
7.3.5. CALCULO DE LAS CUÑAS

Una **Cuña** (o **Chaveta**) es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional. Las cuñas se usan para acoplar elementos impulsores como, una polea para bandas, una Catarina para cadenas o un engrane, a un eje que los soportan.

La cuna es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema en el eje. Se instala en una ranura axial, maquinada en el eje, llamada **Cuñero**. Se hace una ranura similar en el elemento transmisor de potencia, llamado **Asiento de Cuña**, pero su nombre correcto es **Cuñero** o **Chavetero**. En forma característica, la Cuña se instala primero en el Cuñero del eje, y después el cuñero del cubo se alinea con la cuña y se desliza el cubo a su posición correcta.

El tipo más común de cuñas para ejes, hasta de 6½ pulgadas de diámetro, es la **Cuña Cuadrada**. (Ver Ilustración 81). La Cuña Rectangular se recomienda para ejes más grandes, y para ejes pequeños donde se pueda tolerar la menor altura. A las cuñas cuadradas y rectangulares se les llama, **Cuñas Paralelas**, dada la disposición de sus caras.

Ilustración 81. Cuñas paralelas.



(Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006)

La Tabla 7, nos indica las dimensiones preferidas de cuñas paralelas, en función del diámetro del eje, tal como se especifica en la Norma ANSI B17.1-1967. El ancho es nominalmente la cuarta parte del diámetro del eje. Los Cuñeros en el eje y en el cubo se diseñan para que exactamente la mitad de la altura de la cuña se recargue en el lado del cuñero del eje, y la otra mitad esté en el cuñero del cubo.

Tabla 7. Tamaños de las Cuñas 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 / ₄	1/4	1/4	3/16
1 ¹ / ₄	1 ³ / ₈	5/16	5/16	1/4
1 ³ / ₈	1 ¹ / ₄	3/8	3/8	1/4
1 ³ / ₄	2 ¹ / ₄	1/2	1/2	3/8
2 ¹ / ₄	2 ³ / ₄	5/8	5/8	7/16
2 ³ / ₄	3 ¹ / ₄	3/4	3/4	1/2
3 ¹ / ₄	3 ³ / ₄	7/8	7/8	5/8
3 ³ / ₄	4 ¹ / ₂	1	1	3/4
4 ¹ / ₂	5 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₄	7/8
5 ¹ / ₂	6 ¹ / ₂	1 ¹ / ₂	1 ¹ / ₂	1
6 ¹ / ₂	7 ¹ / ₂	1 ³ / ₄	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₂
7 ¹ / ₂	9	2	2	1 ¹ / ₂
9	11	2 ¹ / ₂	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₄
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.

(Mott, Diseño de Elementos de Maquinas, 2006)

Como opción para sustituir las cuñas paralelas, se pueden usar las cuñas inclinadas, las cuñas de contrachavetas, de espiga o cilíndricas y las Cuñas de Woodruff, para obtener funciones especiales del conjunto de instalación u operación.

Generalmente las cuñas se fabrican de una material menos resistente, que el material del cubo o del eje que las soporta. Se fabrican con acero al bajo carbón estirado en frío. El *Acero SAE AISI 1020*, tiene una resistencia última de 61 Ksi

(420 Mpa), resistencia de fluencia de 51 Ksi (352 Mpa) y 15% de elongación. Son una resistencia y una ductilidad adecuadas para la mayoría de las aplicaciones.

Si el acero de bajo carbón no tiene la resistencia suficiente, se podría usar uno con mayor contenido de carbón, como el SAE AISI 1040 o 1045, también laminado en frío y con tratamiento térmico, para tener mayor resistencia.

Existen dos modos básicos de falla potencial de las cuñas que transmiten potencia:

- Corte a través de la interface eje/cubo
- Falla por compresión, debido a la acción del empuje entre los lados de la cuna y el material del eje o del cubo.

Para prevenir este tipo de fallas y luego de realizar un análisis de esfuerzos y comprender las fuerzas que actúan sobre la cuna, podemos definir que para diseñar una cuna cuadrada con menor resistencia de su material, que la resistencia del eje o cubo, tenemos la siguiente ecuación:

$$L = \frac{4TN}{DWS_y}$$

Para aplicaciones industriales típicas, N=3 es adecuado.

Si el eje o cubo tienen una resistencia de fluencia menor que la de la cuna, usamos la siguiente ecuación para el cálculo de la longitud mínima recomendada:

$$L = \frac{4T}{\sigma_d DH}$$

Para nuestro caso, las cuñas fueron realizadas con Acero SAE AISI 1020 ($S_y = 51000$ psi). A continuación se muestran los cálculos para las longitudes mínimas de cada una de ellas:

- **Eje 1** (tomando de la Tabla 7, $W=1/4$)

CUÑA PARA LA POLEA

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(108.06)(3)}{(1.12)(1/4)(51000)}$$

CUÑA PARA EL PIÑÓN

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(108.06)(3)}{(1.06)(1/4)(51000)}$$

$$L = 0.090 \text{ pulg}$$

$$L = 0.095 \text{ pulg}$$

- Eje 2 ($W=1/4$)

CUÑA PARA EL ENGRANE

CUÑA PARA EL PIÑÓN

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(381.81)(3)}{(1.06)(1/4)(51000)}$$

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(381.81)(3)}{(1.06)(1/4)(51000)}$$

$$L = 0.339 \text{ pulg}$$

$$L = 0.339 \text{ pulg}$$

- Eje 3

CUÑA PARA EL ENGRANE ($W=5/16$)

CUÑA PARA EL PIÑÓN ($W=1/4$)

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(1369.56)(3)}{(1.37)(5/16)(51000)}$$

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(1369.56)(3)}{(1.06)(1/4)(51000)}$$

$$L = 0.75 \text{ pulg}$$

$$L = 1.21 \text{ pulg}$$

- Eje 4

CUÑA PARA EL ENGRANE ($W=5/16$) CUÑA PARA LAS MANIVELAS ($W=1/4$)

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(4846.15)(3)}{(1.45)(5/16)(51000)}$$

$$L = 2.51 \text{ pulg}$$

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(2423.07)(3)}{(0.74)(1/4)(51000)}$$

$$L = 3.08 \text{ pulg}$$

8. SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES

8.1. SELECCIÓN DEL MOTOR

Como Unidad Motora se ha seleccionado un Motor Trifásico SIEMENS (REF.: 1LA7 080 - 4YA60) con las siguientes características principales:

**Ilustración 82. Motor Trifásico
SIEMENS (REF.: 1LA7 080 -
4YA60).**



(SIEMENS S.A., 2013)

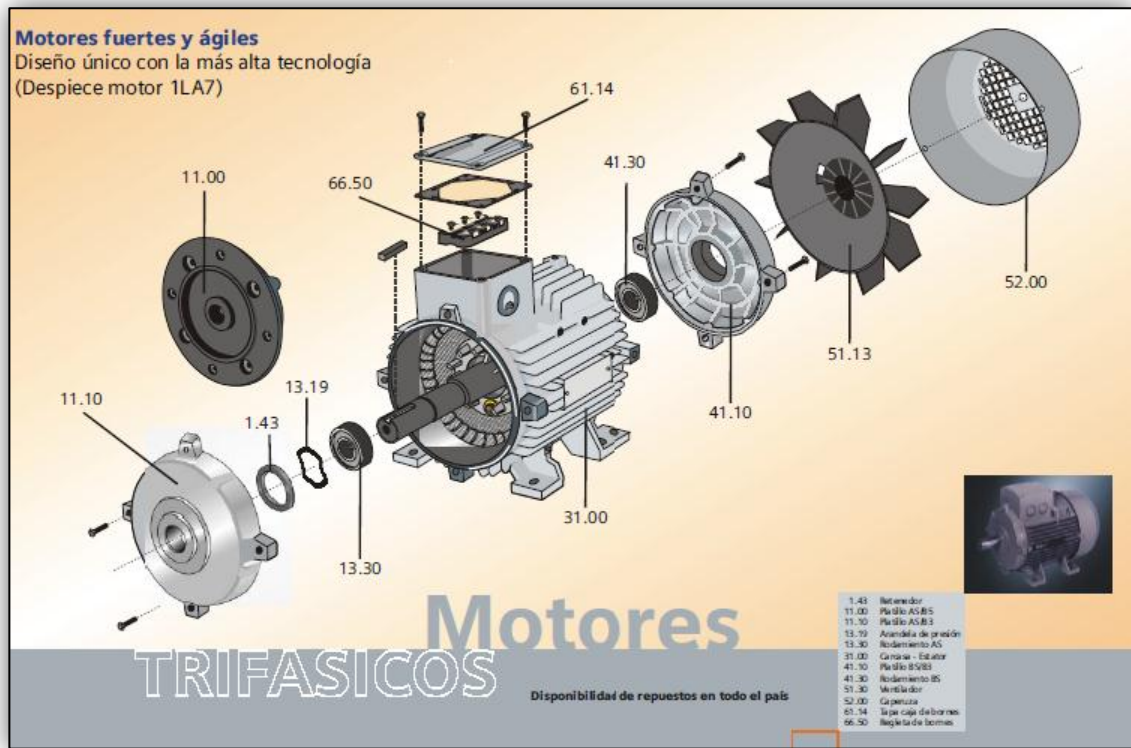
- **Motor Trifásico:** 220-440 V
- **Potencia:** 1 HP - 075 Kw
- **Velocidad Nominal:** 1660 RPM
- **Torque Nominal:** 4.29 N·m
- **Diámetro del eje:** 19 mm

Adicionalmente esta serie de Motores SIEMENS presentan en cada una de sus partes las siguientes características (*Ver también la tabla con los datos técnicos nominales para el motor seleccionado, en el Anexo J*):

- **Carcasa**
 - Diseño unificado en aletas desde el tamaño 71 hasta el tamaño 160.
 - Debido a su diseño con aletas posee una mayor conductividad térmica y por lo tanto, una mejor refrigeración.
 - Patas integradas, diseñadas para soportar esfuerzos mecánicos exigentes.
 - Pieza intermedia integrada a la carcasa.
 - Placa de características en acero inoxidable.
 - Con bornes de conexión para puesta a tierra.

- **Platillos**
 - Con un nuevo diseño; más robustos y funcionales, que garantizan un perfecto desempeño ante exigencias mecánicas extremas.
- **Caja de terminales**
 - Ubicada en la parte superior.
 - Entrada de cables de la acometida por dos lados.
 - Con bornera de conexión, lo que facilita su manejo.
 - Posibilidad de conexión de puesta a tierra.
 - Amplia y cómoda, lo que permite cambios de conexión técnicamente seguros.
- **Rodamientos**
 - De tipo rígidos de bolas, de doble sello y con juego interno C3.
 - Libres de mantenimiento.
 - Con una vida útil de hasta 20.000 horas de servicio continuo.
- **Protección mecánica**
 - Con retenedor tipo CD ring en el platillo AS.
 - El diseño de la caperuza aumenta la protección del ventilador contra contactos involuntarios.
 - Protegido contra chorros de agua en cualquier dirección y contra depósitos de polvo (IP55).
- **Sistema de aislamiento tropicalizado**
 - Como en todos los motores Siemens, el sistema de aislamiento es apto para usarse con variadores de velocidad.
 - Nuestros materiales aislantes y su comportamiento térmico nos permiten garantizar un factor de seguridad, fs. de 1,15 para potencias normalizadas.
 - Todos nuestros materiales utilizados en la fabricación de la nueva serie, son Clase F.
- **Tensiones de funcionamiento**
 - La línea estándar tiene tensión conmutable 220/440V, 60HZ.
 - Sin embargo, estamos en capacidad de suministrar cualquier tensión requerida, bajo consulta previa.
 - Disponible para arranque directo en los tamaños 71, 80, 90 y 112.
 - Aptos para arranque directo o estrella-triángulo a partir del tamaño 132.
- **Disminución del nivel de ruido**
 - Todos los motores de la nueva serie 1LA7 disminuyen el nivel de ruido.
- **Mayor rendimiento**
 - Con este nuevo diseño se ofrece mayor rendimiento, ahorrando energía.

Ilustración 83. Despiece del motor.



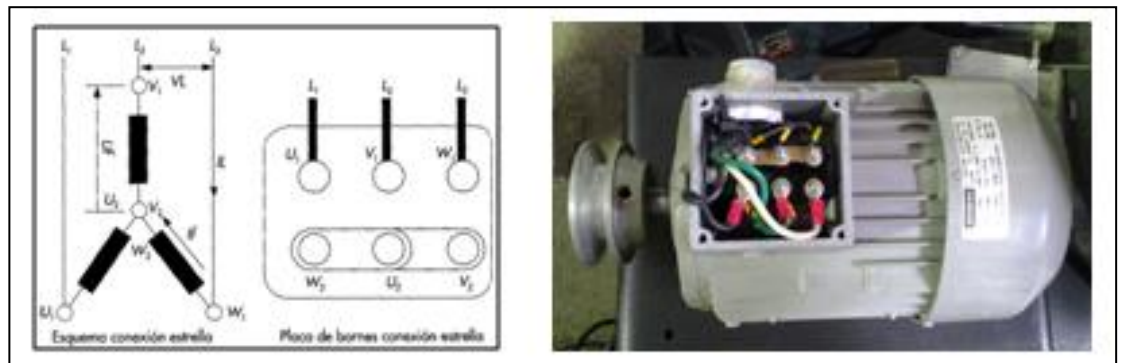
(SIEMENS S.A., 2013)

- **Ventajas adicionales**
 - Diseño moderno, versátil y modular.
 - Motor robusto.
 - Libre de mantenimiento.
 - Intercambiable con las anteriores series (1LA3 y 1LA5).
 - Nuestra fábrica posee el Certificado de Aseguramiento de la Calidad ISO9001:2000, según IQNET.
- **Alta eficiencia**

A partir de:	HP	RPM
	35	3.600
	30	1.800
	25	1.200
- **Instalación Eléctrica**

Para la conexión eléctrica del motor, se siguieron las recomendaciones dadas por el fabricante y se conectó el motor de acuerdo con el esquema de conexiones que se encuentra adherido a la tapa de la caja de bornes del motor. La conexión realizada es de tipo estrella.

Ilustración 84. Conexión Eléctrica



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)


Para el encendido y apagado del mecanismo, se instaló también un interruptor ON/OFF (pulsador).

Ilustración 85. Interruptor ON/OFF.



(Deal Extreme)

8.2. SELECCIÓN DE POLEAS Y BANDAS

Para nuestra primera etapa de reducción por poleas, vamos a seguir el procedimiento recomendado por el fabricante de las mismas,  **SPROCKET & GEAR, INC** (Martin, Sprocket & Gear, Inc., 2013).



Para hacer la selección de una transmisión de Bandas en “V” siga las siguientes instrucciones:

8.2.1. INFORMACIÓN NECESARIA PARA SELECCIONAR UNA TRANSMISIÓN DE BANDAS EN “V”:

- La potencia del motor (HP).
- Las RPM de la unidad motriz.
- Las RPM de la máquina impulsada.
- La distancia entre centros de los ejes.
- El diámetro de los ejes de las dos unidades.
- El promedio diario de horas de operación.

Para nuestro caso en particular, los parámetros iniciales para la selección de la transmisión son:

- La unidad motriz es un motor eléctrico de torque normal de 1 HP.
- La velocidad de la unidad motriz es de 1750 RPM.
- La unidad impulsada es un reductor de velocidad helicoidal que debe tener 583 RPM en el eje de alta velocidad.
- La distancia entre centros debe ser de 13.9".
- El diámetro del eje motriz es de 3/4" y el diámetro del eje impulsado es de 1".
- El transportador operará de 18 a 20 horas al día.

8.2.2. DETERMINE SI SE NECESITA BALANCEO DINÁMICO:

El *Anexo I* indica el límite de velocidad máxima (en RPM) para poleas estándar balanceadas estáticamente de un determinado diámetro y ancho de cara. Si este

POTENCIA DE DISEÑO = POTENCIA DE LA UNIDAD MOTRIZ × FACTOR DE SERVICIO

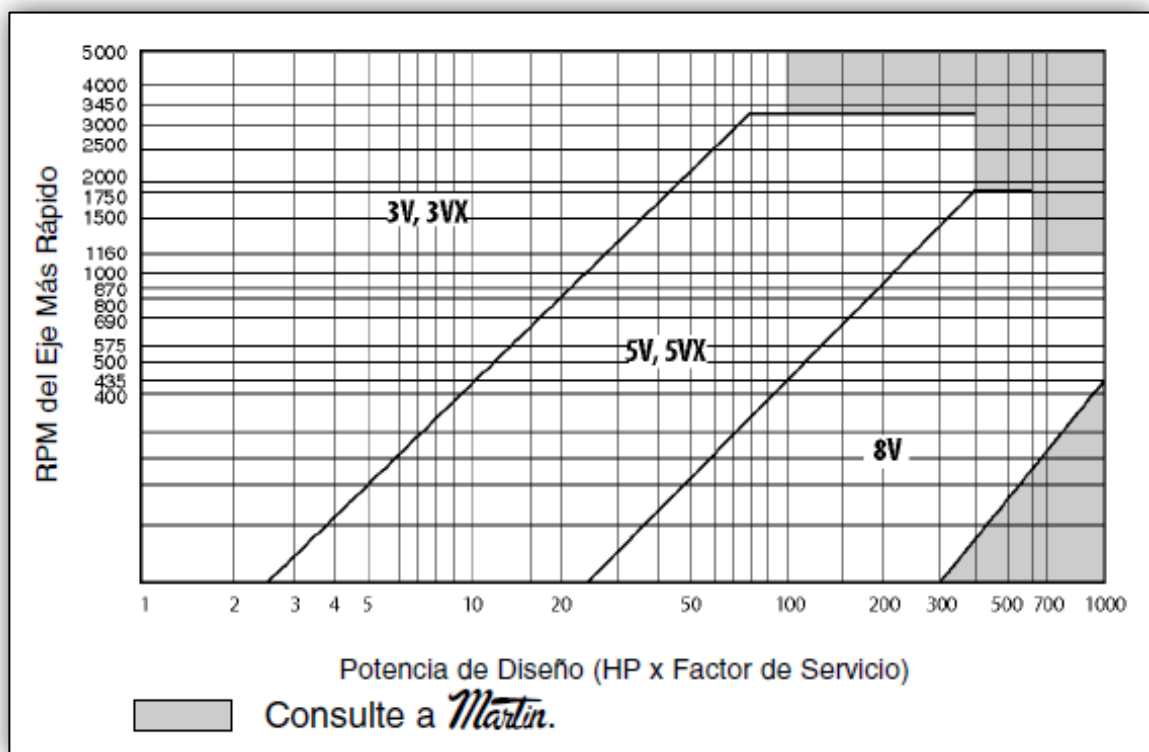
- De la Tabla 8 seleccionamos un Factor de Servicio de 1.4.
- Potencia de Diseño = Potencia (HP) × Factor de Servicio.
- Potencia de Diseño = 1 × 1.4 = 1.4 HP.**

• **PASO 2. DETERMINE LA SECCIÓN DE BANDA DE SU PREFERENCIA.**

La selección del tipo de banda (Convencional o de Alta Capacidad) es determinada por las condiciones específicas de la aplicación. Consulte al fabricante de las bandas para conocer las ventajas y desventajas de un determinado tipo de banda o para recibir recomendaciones especiales para su aplicación en particular.

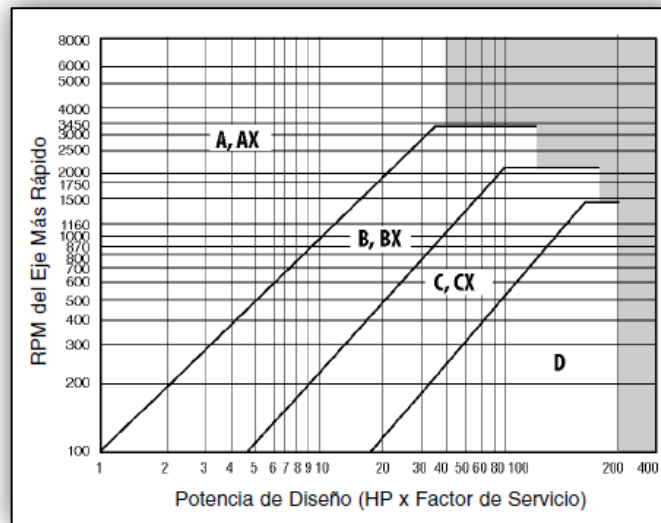
En las Tablas 9 y 10 elija la sección de banda adecuada para la transmisión. Encuentre la Potencia de Diseño calculada en el punto 1 y suba hasta encontrar la Velocidad del Eje más Rápido. El punto donde las líneas se intersecan indica la Sección de Banda recomendada para la aplicación.

Tabla 9. Tabla de Selección para Bandas de Alta Capacidad.



(Martin, Sprocket & Gear, Inc., 2013)

Tabla 10. Tabla de Selección para Bandas Convencionales.



(Martin, Sprocket & Gear, Inc., 2013)

Finalmente hemos seleccionado de la Tabla 9 la banda tipo A.

- **PASO 3. REVISE EL DIÁMETRO MÍNIMO DE LA POLEA MOTRIZ**

Tabla 11. Diámetro Mínimo Recomendado para la Polea del Motor Eléctrico.

POTENCIA DEL MOTOR HP	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

*NOTA: Los datos indicados sobre la línea han sido sugeridos en la norma MG 1-3.15 y MG 1-3.16A de NEMA (Nacional Electric Manufacturers Association). Los datos indicados debajo de la línea es información recopilada por la EEM (Electric Motors Manufacturers). En ambos casos los valores son conservadores ya que algunos motores y rodamientos pueden permitir el uso de poleas de menor diámetro. Consulte al fabricante del motor.

(Martin, Sprocket & Gear, Inc., 2013) (Deal Extreme) (Deal Extreme)

En la tabla 11 lea el Diámetro Mínimo Recomendado, en la intersección de la columna de velocidad del motor con el renglón de Potencia del Motor.

En la tabla 10 el Diámetro Mínimo Recomendado es 2.25" (1 HP a 1750 RPM).

- **PASO 4. SELECCIONE LA TRANSMISIÓN**

- A) Vaya a las tablas de Selección de Transmisión en Existencia a la sección de banda seleccionada en el paso 2.
- B) Encuentre la columna de Velocidad de Unidad Motriz (las velocidades indicadas son para motores a plena carga).
- C) En la columna de Velocidad de Unidad Motriz encuentre la velocidad de la unidad impulsada (o la que se aproxime más). En la misma columna encontrará la Potencia por Banda.
- D) Lea la columna de la extrema izquierda sobre el mismo renglón, hasta encontrar la combinación de poleas. Asegúrese de que el diámetro de la polea motriz sea igual o mayor al Diámetro Mínimo Recomendado (Paso 3).
- E) Lea hacia la derecha para encontrar la distancia entre centros más cercana a su aplicación. El tamaño de la banda se indica en la parte superior de la columna en Distancia entre Centros.

De la tablas de Selección de Transmisión en Existencia para bandas tipo A.

Velocidad de 1750 RPM en la unidad motriz.

Velocidad de 583 RPM en la unidad impulsada.

Potencia por banda 2.15 HP/banda.

En la extrema izquierda del mismo renglón, la combinación de poleas es de **3.0" para la motriz y de 9" para la impulsada**. Esta combinación dará las velocidades requeridas (**el diámetro mínimo** de acuerdo con la Tabla 11 es de **2.25"**). **La distancia entre centros** que podemos obtener con bandas estándar es de **13.9"**.

Tabla 12. Selección de Transmisión en Existencia.

Relación de Velocidad		Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda									Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco														
				2610 RPM			1750 RPM			1150 RPM			Designación de Largo de Banda A/AX														
				Módulo			Impuls.			Impuls.			Impuls.			25		31		35		42		46		51	
				D.P.	Impuls.	Impuls.	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls.	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls.	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls.	HP por Banda A	HP por Banda AX	25	31	35	42	46	51				
2.44	6.4	15.6	1436	11.57	13.16	718	7.92	8.41	476	5.76	6.04	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.50	3.6	9.0	1400	5.01	5.92	700	3.24	3.63	464	2.37	2.63	—	—	—	—	9.4	11.4	13.5	16.0	—	—	—	—				
2.50	4.8	12.0	1400	8.26	9.38	700	5.33	5.75	464	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.50	6.0	15.0	1400	10.86	12.31	700	7.29	7.78	464	5.30	5.57	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.52	4.2	10.6	1387	6.71	7.71	693	4.30	4.71	460	3.13	3.38	—	—	—	—	—	—	9.5	11.6	14.2	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.0	0.77	0.81	0.84	0.88								
2.52	6.2	15.6	1391	11.23	12.75	696	7.61	8.09	461	5.53	5.81	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.53	3.0	7.6	1382	3.18	4.03	691	2.14	2.53	458	1.60	1.85	—	—	7.5	9.5	11.1	13.1	15.2	17.7	—	—	—	—				
2.54	5.2	13.2	1379	9.20	10.42	689	6.00	6.43	457	4.35	4.61	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.56	3.2	8.2	1366	3.81	4.67	683	2.51	2.90	453	1.86	2.11	—	—	—	—	8.8	10.4	12.4	14.5	17.0	—	—	—				
2.57	7.0	18.0	1361	12.47	14.32	681	8.83	9.35	451	6.45	6.74	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.72	0.77	0.79	0.83	0.86	0.89								
2.59	5.8	15.0	1353	10.48	11.86	677	6.98	7.44	449	5.06	5.33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.60	6.0	15.6	1346	10.87	12.32	673	7.30	7.78	446	5.30	5.57	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.61	4.6	12.0	1342	7.76	8.84	671	4.99	5.41	445	3.62	3.88	—	—	—	—	—	—	—	9.9	12.6	—	—	—				
2.64	5.0	13.2	1326	8.74	9.91	663	5.67	6.10	439	4.11	4.37	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.65	3.4	9.0	1322	4.42	5.31	661	2.88	3.27	438	2.12	2.37	—	—	—	—	7.9	9.5	11.6	13.6	16.2	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.73	0.77	0.81	0.84	0.88								
2.65	4.0	10.6	1321	6.17	7.13	660	3.95	4.35	438	2.88	3.13	—	—	—	—	—	—	9.6	11.7	14.3	—	—	—				
2.68	5.6	15.0	1307	10.08	11.40	653	6.66	7.11	433	4.83	5.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.69	5.8	15.6	1301	10.48	11.87	651	6.98	7.44	431	5.06	5.33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.73	3.0	8.2	1290	3.19	4.03	640	2.15	2.53	424	1.61	1.85	—	—	—	—	9.0	10.5	12.6	14.6	17.2	—	—	—				
2.73	4.4	12.0	1283	7.25	8.28	642	4.65	5.06	425	3.38	3.63	—	—	—	—	—	—	—	10.1	12.7	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.75	0.78	0.82	0.85	0.88								
2.73	6.6	18.0	1283	11.90	13.57	642	8.23	8.73	425	5.99	6.28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.75	4.8	13.2	1273	8.26	9.38	636	5.33	5.75	422	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.78	5.4	15.0	1260	9.65	10.92	630	6.33	6.77	418	4.59	4.86	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.79	3.8	10.6	1255	5.60	6.54	627	3.60	4.00	416	2.63	2.88	—	—	—	—	—	—	—	9.7	11.9	14.4	—	—				
2.79	5.6	15.6	1256	10.08	11.40	628	6.66	7.11	416	4.83	5.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.0	0.0	0.78	0.82	0.88								
2.80	7.0	19.6	1250	12.48	14.32	625	8.84	9.36	414	6.45	6.74	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.81	3.2	9.0	1244	3.81	4.68	622	2.52	2.90	412	1.87	2.11	—	—	—	—	8.0	9.6	11.7	13.8	16.3	—	—	—				
2.81	6.4	18.0	1244	11.58	13.17	622	7.92	8.41	412	5.76	6.04	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.86	4.2	12.0	1225	6.72	7.72	612	4.30	4.71	406	3.13	3.39	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.87	4.6	13.2	1220	7.77	8.84	610	4.99	5.41	404	3.62	3.88	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.73	0.77	0.81	0.84	0.88								
2.88	5.2	15.0	1213	9.21	10.42	607	6.00	6.44	402	4.35	4.62	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.89	5.4	15.6	1212	9.66	10.92	606	6.33	6.77	402	4.59	4.86	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.90	6.2	18.0	1206	11.24	12.75	603	7.61	8.09	400	5.53	5.81	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
2.94	3.6	10.6	1189	5.02	5.93	594	3.24	3.64	394	2.38	2.63	—	—	—	—	—	—	—	9.9	12.0	14.6	—	—				
2.97	6.6	19.6	1179	11.90	13.57	589	8.23	8.73	391	5.99	6.28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.82	0.86								
3.00	3.0	9.0	1167	3.19	4.03	583	2.15	2.53	387	1.61	1.86	—	—	—	—	8.2	9.8	11.8	13.9	16.5	—	—	—				
3.00	4.0	12.0	1167	6.17	7.14	583	3.95	4.36	387	2.88	3.14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.00	4.4	13.2	1167	7.25	8.29	583	4.65	5.06	387	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.00	5.0	15.0	1167	8.75	9.91	583	5.67	6.10	387	4.11	4.37	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.00	5.2	15.6	1167	9.21	10.42	583	6.00	6.44	387	4.35	4.62	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.73	0.77	0.81	0.84	0.88								
3.00	6.0	18.0	1167	10.87	12.32	583	7.30	7.77	387	5.30	5.57	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.06	6.4	19.6	1143	11.58	13.17	571	7.93	8.41	379	5.76	6.04	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.10	5.8	18.0	1128	10.49	11.87	564	6.98	7.44	374	5.07	5.34	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.12	3.4	10.6	1123	4.43	5.31	561	2.88	3.27	372	2.12	2.37	—	—	—	—	—	—	—	10.0	12.1	14.7	—	—				
3.12	5.0	15.6	1122	8.75	9.91	561	5.67	6.10	372	4.11	4.37	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.81	0.86								
3.13	4.8	15.0	1120	8.27	9.39	560	5.34	5.76	371	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.14	4.2	13.2	1114	6.72	7.72	557	4.31	4.71	369	3.13	3.39	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.16	3.8	12.0	1108	5.61	6.54	554	3.60	4.00	367	2.63	2.88	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.16	6.2	19.6	1107	11.24	12.76	554	7.82	8.09	367	5.53	5.81	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
3.21	5.6	18.0	1089	10.08	11.41	544	6.66	7.11	361	4.83	5.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO													0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.78	0.83								

A = BANDA-V ESTÁNDAR
AX = BANDA-V DENTADA/RANURADA

(Martin, Sprocket & Gear, Inc., 2013)

- **PASO 5. DETERMINE EL NÚMERO DE BANDAS REQUERIDAS**

Para determinar el número de bandas requeridas (y por lo tanto el número de ranuras en las poleas), multiplique la **Potencia por Banda** (de acuerdo al punto 4C) **por el Factor de Corrección por Longitud y Arco**, que encontramos en la parte inferior de la columna en donde leímos la Distancia entre Centros (renglón gris inmediato inferior). Con esto obtenemos la **Potencia Corregida por Banda**. Dividiendo la **Potencia de Diseño** calculada en el Paso 1 entre la **Potencia Corregida Por Banda** para obtener el **Número de Bandas Requerido** (siempre deberá redondear al siguiente número entero).

$$\text{No. de Bandas} = \frac{\text{Potencia de Diseño}}{\text{Potencia Corregida por Banda (HP)}}$$

-La Potencia de Diseño calculada en el Paso 1 es de 1.4 HP.

-La Potencia Corregida por Banda = Potencia por Banda (Paso 4C) x Factor de corrección por Longitud y Arco.

-Por lo tanto, Potencia Corregida por Banda = 2.15 HP/banda x 0.82 = 1.763 HP/banda.

$$\text{No. de Bandas} = \frac{\text{Potencia de Diseño (HP)}}{\text{Potencia Corregida por Banda (HP)}}$$

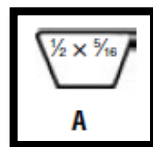
$$\text{No. de Bandas} = \frac{1.4}{1.763}$$

$$\text{No. de Bandas} = 0.79$$

Por lo tanto solo se necesita (1) una banda tipo A.


La siguiente figura nos muestra el tamaño en pulgadas ($\frac{1}{2}$ " X $\frac{5}{16}$ ") de la sección transversal de una banda tipo A.

Ilustración 86. Sección Transversal de una Banda Tipo A.



(Martin, Sprocket & Gear, Inc., 2013)

8.2.4. DETERMINAR LA LONGITUD DE LA BANDA Y LA DISTANCIA ENTRE CENTROS

Finalmente la selección realizada en el catálogo de la  (Martin, Sprocket & Gear, Inc., 2013) nos provee la siguiente información:

- **Distancia entre centros, $C = 13.9''$**
- **Longitud de la Banda, $L = 46''$**
- **Diámetro de la Polea Motriz, $D_1 = 3.0''$**
- **Diámetro de la Polea Impulsada $D_2 = 9''$**

8.3. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para la Selección de los Rodamientos, vamos a seguir el procedimiento y las consideraciones, tomadas por el fabricante de Rodamientos, NTN®.

Ilustración 87. Logotipo NTN.

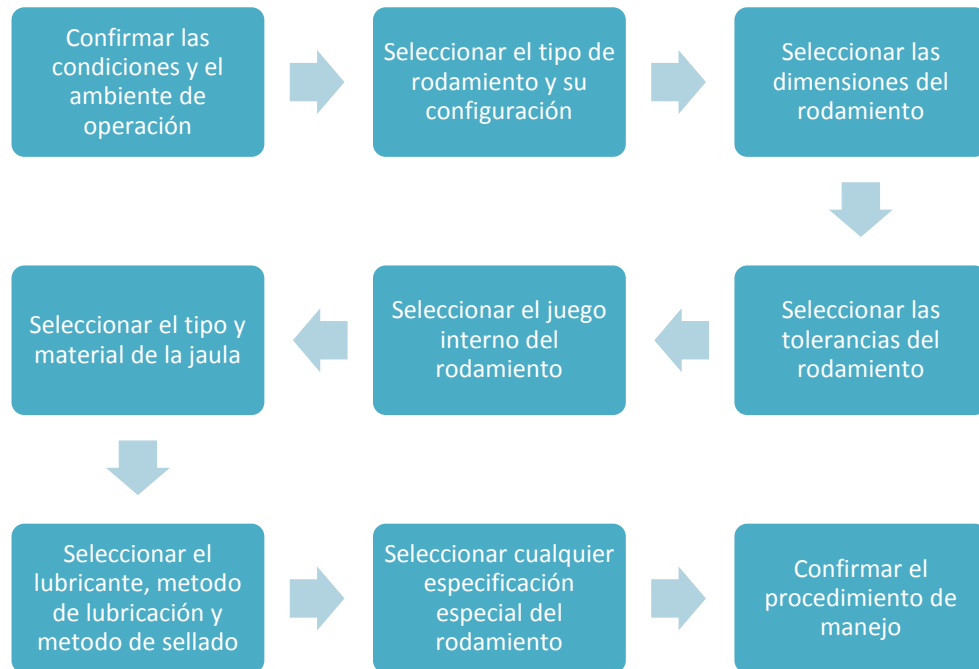


(NTN CORPORATION, 2004)

Los rodamientos están disponibles en una variedad de tipos, configuraciones y tamaños. Al seleccionar el rodamiento correcto para su aplicación, es muy importante considerar varios factores y analizar varias alternativas.

Una comparación de las características de funcionamiento de cada tipo de rodamiento se muestra en la Tabla 13. Como guía general, el procedimiento básico para seleccionar el rodamiento más apropiado se muestra en el siguiente diagrama de flujo:

Ilustración 88. Procedimiento básico para la selección de un rodamiento.



(NTN CORPORATION, 2004)

Adicionalmente para las Selección del tipo y configuración del rodamiento deben ser tenidos en cuenta los siguientes factores:

- Limitaciones dimensionales
- Carga del rodamiento
- Velocidad de rotación
- Tolerancias de los rodamientos
- Rigidez
- Desalineamiento de los anillos interiores y exteriores
- Ruido y niveles de torque
- Instalación y desmontaje

Tabla 13. Tipos de Rodamientos y Comparación de su desempeño.

Tipos de rodamientos	Rodamientos rígidos de bolas	Rodamientos de bolas a contacto angular	Rodamientos de doble hilera de bolas a contacto angular	Rodamientos de bolas a contacto angular apareados	Rodamientos autoalineables de bolas	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cilíndricos de una sola pestaña	Rodamientos de rodillos cilíndricos de doble pestaña	Rodamientos de doble hilera de rodillos cilíndricos	Rodamientos de agujas
Características										
Capacidad de manejo de carga										
Carga radial										
Carga axial										
Alta velocidad [•]	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Alta precisión rotacional [•]	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆		☆☆☆	☆☆	☆	☆☆☆	
Bajo ruido/vibración [•]	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆		☆	☆	☆	☆	☆
Bajo torque friccional [•]	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆☆	☆	☆				
Alta rigidez [•]			☆☆	☆☆		☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆
Resistencia a los choques/vibración [•]			☆		★	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆
Desalineamiento permitido para anillos int./ext. [•]	☆				☆☆☆	☆				
Fijo en la dirección axial [•]	⊙	○	⊙	⊙ Para arreglos DB y DF	⊙	○	⊙	○	⊙	⊙
Movible en la dirección axial [•]	○		○	○ Para arreglos DB	○	⊙			○	⊙
Anillos interior/exterior separables [•]						○	○	○	○	○
Diámetro interior cónico en el anillo interior [•]						○			○	
Comentarios		Para arreglos apareados				Tipo NU, N	Tipo NJ, NF	Tipo NUP, NP, NH	Tipo NNU, NN	Tipo NA
Página de referencia	B-5	B-43	B-74	B-43	B-79	B-91	B-91	B-91	B-116	E-2

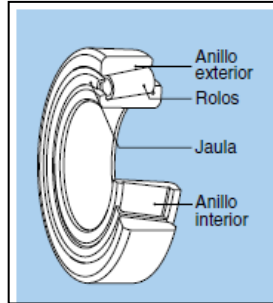
Rodamientos de rodillos cónicos	Rodamientos de 2 y 4 hileras de rodillos cónicos	Rodamientos de rodillos esféricos	Rodamientos axiales de bolas	Rodamientos axiales de doble hilera de bolas a contacto ang	Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	Rodamientos axiales de rodillos esféricos	Página de referencia	Tipos de rodamientos
								Características
								Capacidad de manejo de carga
								Carga Radial
								Carga axial
☆☆☆☆	☆☆	☆☆	☆	☆☆☆	☆	☆	A-66	Alta velocidad [•]
☆☆☆	☆		☆	☆☆☆			A-31	Alta precisión rotacional [•]
			☆				—	Bajo ruido/vibración [•]
							A-67	Bajo torque friccional [•]
☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-54	Alta rigidez [•]
☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆		★	☆☆☆	☆☆☆	A-18	Resistencia a los choques/vibración [•]
☆		☆☆☆		★	★	☆☆☆	A-79	Desalineamiento permitido para anillos int./ext. [•]
○	⊙	⊙	○	⊙	○	○	A-13	Fijo en la dirección axial [•]
	○	○	○				A-13	Movible en la dirección axial [•]
○			○	○		○	—	Anillos interior/exterior separables [•]
		○					A-79	Diámetro interior cónico en el anillo interior [•]
Para arreglos apareados					Incluye rodamientos axiales de agujas		—	Comentarios
B-133	B-133	B-233	B-269	B-269	E-48	B-269		Página de referencia

- ① ☆ El número de estrellas indica el grado al cual ese rodamiento en particular, muestra esta determinada característica.
- ★ No se aplica para este tipo de rodamiento.
- ⊙ Indica dirección dual. ○ Indica movimiento axial en una sola dirección.
- ⊙ Indica que el movimiento axial es posible para la superficie de la pista, ○ Indica que el movimiento en la dirección axial es posible para las superficies de ajuste de los anillos interior y exterior.
- ⊙ Indica que ambos anillos, el interior y el exterior son separables.
- Indica que este rodamiento puede fabricarse con agujero cónico.

(NTN CORPORATION, 2004)

De acuerdo al tipo de carga soportada y al desempeño ofrecido por los rodamientos, han sido seleccionados para nuestro caso en particular, **Rodamientos de Rodillos Cónicos de una sola hilera.**

Ilustración 89. Rodamientos de Rodillos Cónicos.



(NTN CORPORATION, 2004)

Ilustración 90. Tipos y Características de los rodamientos cónicos.

Tipo	Características									
<p>Rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera</p>	<p>(1) Existen ambas series, métrica y en pulgadas, y están estandarizadas como se muestran en la siguiente tabla.</p> <p>Serie de dimensiones</p> <table border="1" data-bbox="500 993 967 1102"> <thead> <tr> <th></th> <th>Serie métrica</th> <th>Serie en pulgadas</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Regulaciones</td> <td>● JIS B 1512 ● ISO 355</td> <td>● ABMA (Incluye la serie J métrica)</td> </tr> <tr> <td>Número básico</td> <td>Ejemplo, 30210 * T2EE040</td> <td>No. anillo interior/ no. anillo exterior (La "J" aparece al principio del número básico en el caso de la serie J)</td> </tr> </tbody> </table> <p>* Las series de dimensiones no cubiertas previamente por 3xx, están reguladas por JIS B1512 las dimensiones que no están en 3xx utilizarán de aquí en adelante el número del rodamiento.</p> <p>(2) Además del tipo de nivel, hay también rodamientos con ángulo de contacto mediano y grande, y los códigos de ángulo de contacto C y D, respectivamente, son agregados al número básico de los dos tipos anteriores.</p> <p>(3) Sub-unidades Los rodamientos de rodillos cónicos pueden ser desensamblados en partes – el anillo interior, los rodillos y la jaula (colectivamente se conocen como "cono") – y en anillo exterior (se conoce como la "copa"). Estas son las "sub-unidades" del rodamiento. Las dimensiones de sub-unidades son estandarizadas por las normas ISO o ABMA, y las sub-unidades unificadas son intercambiables dentro de cada estándar dimensional. Sin embargo, los rodamientos de alto grado de precisión no son intercambiables generalmente, y estas sub-unidades tienen que ser ensambladas con otras sub-unidades con números idénticos. Además de otras notas de precaución que puedan aparecer, los rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera listados en las tablas de dimensiones, tienen sub-unidades estandarizadas para ambos sistemas el métrico y el sistema en pulgadas (Incluyendo la serie J). (Refiérase al Diagrama 2)</p> <div data-bbox="516 1350 841 1501"> <p>Dimensiones de las sub-unidades</p> <p>E : Diámetro menor nominal en el extremo del anillo exterior (copa) α : Ángulo de contacto nominal</p> <p>Diagrama 2.</p> </div> <p>(4) Estos rodamientos son construidos para soportar grandes cargas radiales, carga axiales y cargas combinadas. Mientras mayor sea el ángulo de contacto, mayor resulta ser la capacidad de carga axial. Cuando una carga radial pura se aplica al rodamiento, también se genera una carga inducida en la dirección axial, y por lo tanto generalmente estos rodamientos siempre se emplean en pares con arreglo cara a cara.</p> <p>(5) Cuando se usan rodamientos apareados, para obtener el juego interno y la precarga adecuada, se ajusta la distancia entre los anillos internos y externos de los dos rodamientos.</p> <p>(6) Los rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera son separables, así el anillo interno y externo pueden montarse con un ajuste de apriete.</p> <p>(7) Los rodamientos de rodillos cónicos también son fabricados con bridas en el anillo exterior. Para más detalles, contacte al Departamento de ingeniería de NTN. (Refiérase al Diagrama 3)</p> <div data-bbox="954 1528 1161 1745"> <p>Diagrama 3.</p> </div>		Serie métrica	Serie en pulgadas	Regulaciones	● JIS B 1512 ● ISO 355	● ABMA (Incluye la serie J métrica)	Número básico	Ejemplo, 30210 * T2EE040	No. anillo interior/ no. anillo exterior (La "J" aparece al principio del número básico en el caso de la serie J)
		Serie métrica	Serie en pulgadas							
Regulaciones	● JIS B 1512 ● ISO 355	● ABMA (Incluye la serie J métrica)								
Número básico	Ejemplo, 30210 * T2EE040	No. anillo interior/ no. anillo exterior (La "J" aparece al principio del número básico en el caso de la serie J)								

(NTN CORPORATION, 2004)

Dichos rodamientos fueron seleccionados del catálogo de NTN, bajo los siguientes criterios:

- **Capacidad de Carga y Vida**

La relación entre la vida nominal básica, la capacidad básica de carga dinámica y la carga aplicada al rodamiento, se da en las siguientes ecuaciones. Para rodamientos de rodillos:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}$$

Donde,

L_{10} : vida nominal básica 10^6 revoluciones

C : capacidad básica de carga dinámica, N {kgf}

(C_r : para rodamientos radiales, C_a : para rodamientos axiales)

P : Carga dinámica equivalente, N {kgf}

(P_r : para rodamientos radiales, P_a : para rodamientos axiales)

n : Velocidad de rotación, r.p.m.

La relación entre la velocidad de rotación n y el factor de velocidad f_n , al igual que la relación entre la vida nominal básica L_{10h} y el factor de vida f_h , se muestra en la **Tabla 14** y la **Ilustración 91**.

Tabla 14. Correlación de la vida nominal básica del rodamiento, factor de vida y factor de velocidad.

Clasificación	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Vida nominal básica L_{10h} h	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500 f_h^3$	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 500 f_h^{10/3}$
Factor de vida f_h	$f_n \frac{C}{P}$	$f_n \frac{C}{P}$
Factor de velocidad f_n	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$

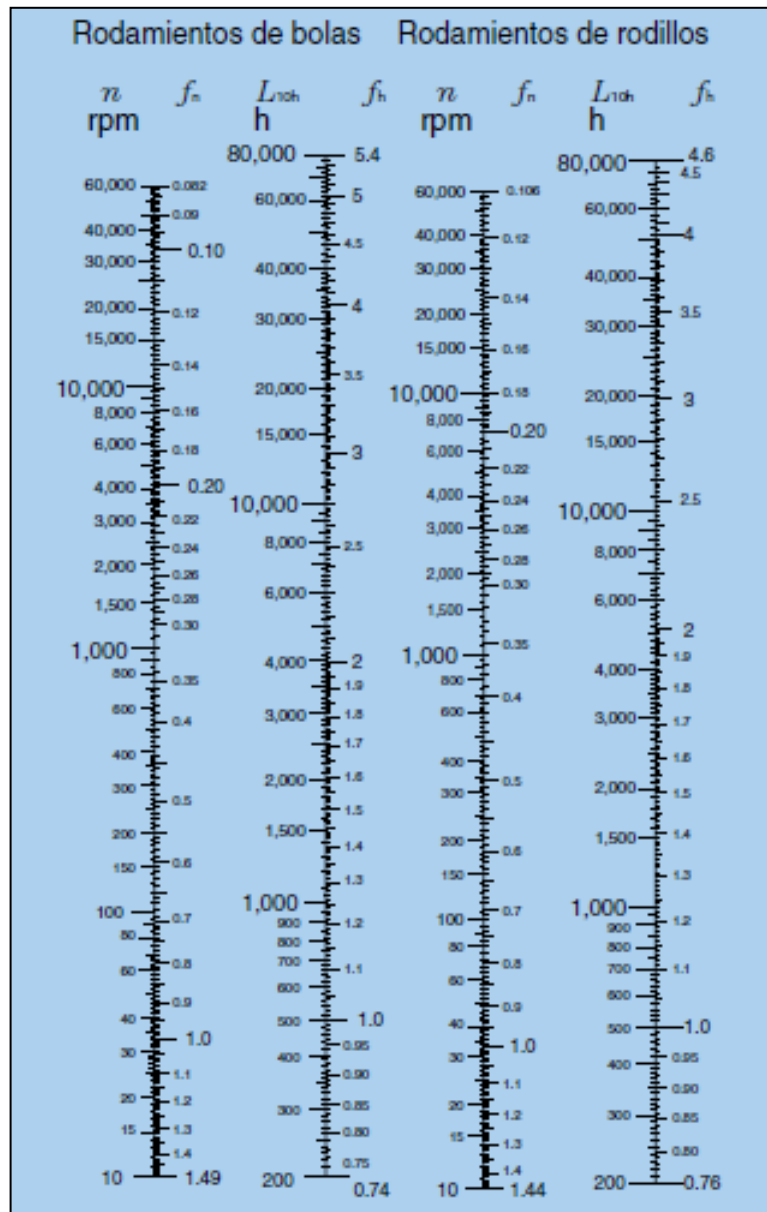
(NTN CORPORATION, 2004)

Si el rodamiento se somete a una carga equivalente P y una velocidad de rotación n , la capacidad básica de carga C que satisface la vida requerida del rodamiento, se determina usando la **ilustración 91** y la siguiente ecuación:

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

Los rodamientos que cumplen con la capacidad básica de carga dinámica (**C**) requerida, pueden seleccionarse de las tablas de dimensiones suministradas en el catálogo.

Ilustración 91. Escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos.



(NTN CORPORATION, 2004)

- **Carga Dinámica Equivalente (Radial):**

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y_2

- **Carga Estática Equivalente**

$$P_{or} = 0.5F_r + Y_oF_a$$

Cuando $P_{or} < F_r$, use $P_{or} = F_r$

Los valores de e , Y_2 y Y_o , se muestran en las tablas de selección de los rodamientos.

8.3.1. CALCULO DE LAS CARGAS EQUIVALENTES

Para la selección de los rodamientos, se harán unos cálculos previos en cada una de las secciones, donde se ubican dichos rodamientos.

- **EJE 1:**

Sección B (Sección anteriormente mencionada en el cálculo del Eje 1), que es la sección encargada de soportar el empuje axial generada por el Piñón 1.

$$n_1 = 583 \text{ rpm}$$

$$L = 30000 \text{ horas de trabajo}$$

$$F_h = 3.4 \text{ y } F_n = 0.42 \text{ (según ilustración 51)}$$

$$F_a = 45.88 \text{ lb}$$

$$F_r = 39.93 \text{ lb}$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \frac{45.88}{39.93} > 0.43$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$$P_r = 0.4(39.93) + 1.39(45.88)$$

$$P_r = 79.74 \text{ lb}$$

$$C = P \frac{f_h}{f_n} = 79.74 \frac{3.4}{0.42}$$

$$C = 645.51 \text{ lb} = 292.88 \text{ kgf}$$

Comparando y verificando que se cumpla la relación C (Calculada) $<$ C_r (Catalogo), de acuerdo al catálogo (Ver Anexo R) y al diámetro del eje en esta sección ($\varnothing=30 \text{ mm.}$), se seleccionó el Rodamiento **4T-32006X**.

$$C < C_r$$

$$292.88 < 3800... \text{ OK}$$

Sección D

$$n_1 = 583 \text{ rpm}$$

$$L = 30000 \text{ horas de trabajo}$$

$$F_h = 3.4 \text{ y } F_n = 0.42 \text{ (según ilustración 51)}$$

$$F_a = 45.88 \text{ lb}$$

$$F_r = 11 \text{ lb}$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \frac{45.88}{11} > 0.43$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$$P_r = 0.4(11) + 1.39(45.88)$$

$$P_r = 68.17 \text{ lb}$$

$$C = P \frac{f_h}{f_n} = 68.17 \frac{3.4}{0.42}$$

$$C = 551.85 \text{ lb} = 250.38 \text{ kgf}$$

De acuerdo al diámetro ($\varnothing=25 \text{ mm.}$), para esta sección se seleccionó el rodamiento **4T-32005X**.

$$C < C_r$$

$$250.38 < 2830... \text{ OK}$$

• EJE 2:

Sección D

$$n_1 = 165 \text{ rpm}$$

$$L = 30000 \text{ horas de trabajo}$$

$$F_h = 3.4 \text{ y } F_n = 0.62 \text{ (según ilustración 51)}$$

$$F_a = 209.34 \text{ lb}$$

$$F_r = 66.82 \text{ lb}$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \frac{209.34}{66.82} > 0.43$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$$P_r = 0.4(66.82) + 1.39(209.34)$$

$$P_r = 317.71 \text{ lb}$$

$$C = P \frac{f_h}{f_n} = 317.71 \frac{3.4}{0.62}$$

$$C = 1742.28 \text{ lb} = 790.5 \text{ kgf}$$

Para esta sección ($\varnothing=30$ mm.), se seleccionó el rodamiento **4T-32006X**.

$$C < C_r$$

$$790.5 < 3800... \text{ OK}$$

Sección A

$$n_1 = 165 \text{ rpm}$$

L = 30000 horas de trabajo

$F_h = 3.4$ y $F_n = 0.62$ (según ilustración 51)

$$F_a = 209.34 \text{ lb}$$

$$F_r = 40.23 \text{ lb}$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \frac{209.34}{40.23} > 0.37$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$$P_r = 0.4(40.23) + 1.60(209.34)$$

$$P_r = 351.03 \text{ lb}$$

$$C = P \frac{f_h}{f_n} = 351.03 \frac{3.4}{0.62}$$

$$C = 1925.03 \text{ lb} = 873.42 \text{ kgf}$$

Para esta sección ($\varnothing=20$ mm.), se seleccionó el rodamiento **4T-32004X**.

$$C < C_r$$

$$873.42 < 2540... \text{ OK}$$

- **EJE 3:**

Sección A

$n_1 = 46$ rpm

$L = 30000$ horas de trabajo

$F_h = 3.4$ y $F_n = 0.92$ (según ilustración 51)

$F_a = 751.02$ lb

$F_r = 195.04$ lb

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \frac{751.02}{195.04} > 0.45$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$$P_r = 0.4(195.04) + 1.32(751.02)$$

$$P_r = 1069.36 \text{ lb}$$

$$C = P \frac{f_h}{f_n} = 1069.36 \frac{3.4}{0.92}$$

$$C = 3951.98 \text{ lb} = 1793.09 \text{ kgf}$$

Para esta sección ($\varnothing=35$ mm.), se seleccionó el rodamiento **4T-32007X**.

$$C < C_r$$

$$1793.09 < 4250... \text{ OK}$$

Sección D

$n_1 = 46$ rpm

$L = 30000$ horas de trabajo

$F_h = 3.4$ y $F_n = 0.92$ (según ilustración 51)

$F_a = 751.02$ lb

$F_r = 504.40$ lb

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \frac{751.02}{504.40} > 0.43$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$$P_r = 0.4(504.40) + 1.39(751.02)$$

$$P_r = 1245.67 \text{ lb}$$

$$C = P \frac{f_h}{f_n} = 1245.67 \frac{3.4}{0.92}$$

$$C = 4603.56 \text{ lb} = 2088.73 \text{ kgf}$$

De acuerdo al diámetro ($\phi=25 \text{ mm.}$), para esta sección se seleccionó el rodamiento **4T-32005X**.

$$\mathbf{C < C_r}$$

$$\mathbf{2088.73 < 2830... OK}$$

- **EJE 4:**

En este eje, ambas secciones de apoyo de los rodamientos, tienen el mismo diámetro ($\phi=35 \text{ mm.}$).

$$n_1 = 13 \text{ rpm}$$

$$L = 30000 \text{ horas de trabajo}$$

$$F_h = 3.4 \text{ y } F_n = 1.34 \text{ (según ilustración 51)}$$

$$F_a = 484.52 \text{ lb}$$

$$F_r = 10.67 \text{ lb}$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \frac{484.52}{10.67} > 0.45$$

$$P_r = XF_r + YF_a$$

$$P_r = 0.4(10.67) + 1.32(484.52)$$

$$P_r = 643.83 \text{ lb}$$

$$C = P \frac{f_h}{f_n} = 643.83 \frac{3.4}{1.34}$$

$$C = 1633.59 \text{ lb} = 741.19 \text{ kgf}$$

Para este eje se seleccionaron dos (2) rodamientos **4T-32007X**.

$$\mathbf{C < C_r}$$

$$\mathbf{741.19 < 4250... OK}$$

Finalmente fueron seleccionados los siguientes rodamientos:

Tabla 15. Rodamientos seleccionados.

CANTIDAD	RODAMIENTO
1	4T-32004X
2	4T-32005X
2	4T-32006X
3	4T-32007X

(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

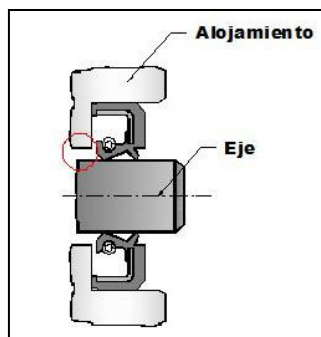
8.4. SELECCIÓN DE LOS RETENEDORES

La recopilación de información y la selección de los retenedores, fue realizada, de acuerdo al proveedor de los mismos, la **CONSTRUCTORA DE REPUESTOS INDUSTRIALES, CRI®**.

8.4.1. DEFINICIÓN

Un retenedor radial, OÍL SEAL, es un sello que evita o reduce al mínimo el paso de aceite que podría escaparse fácilmente de la holgura existente entre dos piezas de una máquina, que está en movimiento una con respecto a la otra, como por ejemplo un eje rotatorio y su apoyo.

Ilustración 92. Retenedor.



(Retenedores de Aceite CRI, 2014)

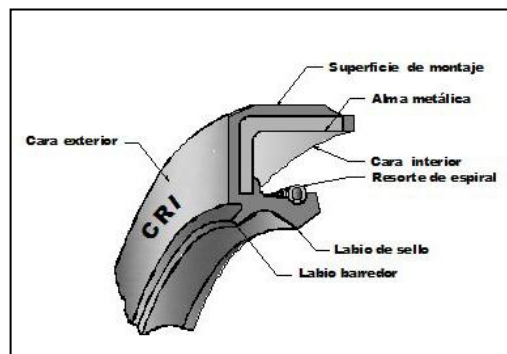
- El “sellado perfecto” no puede lograrse, debido a que el labio de sello necesita recibir cierta lubricación para no ser destruido por el calor de la fricción.
- Como guía en lo que respecta a la duración, se suele citar 2.000 horas de funcionamiento o cuando se trata de vehículos 100.000 kilómetros.
- Existen retenedores para lubricantes, para excluir impurezas y suciedades, para sellar líquidos o para separar fluidos de gases.

8.4.2. PARTES DE LOS RETENEDORES

La nomenclatura aprobada por SAE-ASTM para los retenedores de aceite se especifica en la siguiente figura:

1. Superficie de montaje
2. Ancho o altura
3. Cara exterior
4. Cara interior
5. Diámetro interior de la cara interior
6. Diámetro del eje
7. Diámetro interior libre del labio de sello
8. Diámetro del labio auxiliar o barredor
9. Juego axial
10. Diámetro interior de la cara exterior
11. Diámetro del alojamiento
12. Diámetro exterior del retén
13. Resorte de espiral

Ilustración 93. Partes de un Retenedor.



(Retenedores de Aceite CRI, 2014)

8.4.3. SELECCIÓN

Para seleccionar un sello de aceite es indispensable definir:

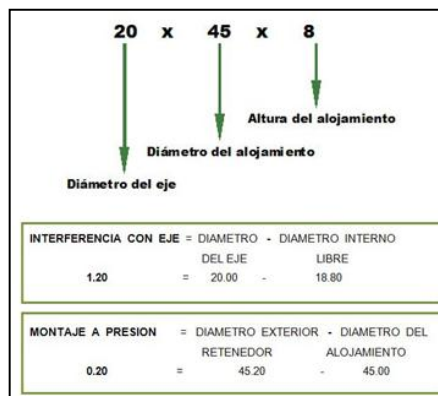
- **Medidas Nominales**

Se entiende por medida nominal la tomada directamente al eje y al alojamiento.

En relación con las medidas nominales, debemos considerar:

- Demasiada interferencia del eje da lugar a excesiva fricción y desgaste; caso contrario genera filtraciones.
- Montajes a presión con excesivo ajuste, propicia deformaciones en el retén al momento de instalarlo.
- El ancho del retén es una dimensión “variable”.

Ilustración 94. Nomenclatura de los Retenedores.



(Retenedores de Aceite CRI, 2014)

A menudo se utiliza uno más angosto para reemplazar uno más ancho, pero rara vez se utiliza retenes anchos para reemplazar a los más angostos. Esto permite que cuando sustituyamos un retén, se observe cuidadosamente las marcas dejadas por el anterior para así elegir un ancho adecuado que sitúe el labio de sello en una zona libre de irregularidades.

- **Condiciones de Operación**

- Fluido(s) a retener
- Presión
- Temperatura

- Velocidad del eje
- Condiciones mecánicas (Trabajo radial o axial)
- Condiciones ambientales

Definidas correctamente las medidas nominales y las condiciones de operación, se debe proceder a seleccionar el tipo de elastómero o caucho a utilizar.

Para nuestra Caja Reductora se seleccionaron tres (3) Retenedores mencionados a continuación:

Tabla 16. Retenedores Seleccionados.

CANTIDAD	NOMENCLATURA	TIPO
2	35 x 50 x 8	72.0
1	30 x 45 x 8	72.0

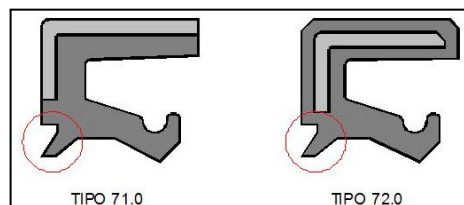
(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, 2014)

Retenedores CRI

La mayor parte de los retenedores **CRI** están fabricados en caucho Nitrilo, para aplicaciones generales con máxima vida de servicio a cero (0) PSI, de presión. Tienen un **labio de sello** moldeado por compresión, de caucho sintético, adherido permanentemente al alma metálica. En funcionamiento, la punta afilada del labio de sello hace las veces de una escobilla de goma, limpiando el aceite o el lubricante del eje e impidiendo que escape.

Aunque existen varios tipos de retenedores, vamos a mencionar únicamente a los **Retenedores con Labio Auxiliar**, los cuales fueron los seleccionados. El **labio auxiliar o barredor** presente en la mayoría de retenedores **CRI**, es una protección adicional en donde el polvo y la suciedad son un problema. Conocidos comúnmente como retenedores “**doble labio**”.

Ilustración 95. Retenedores con Labio Auxiliar.



(Retenedores de Aceite CRI, 2014)

9. CONSTRUCCIÓN

Luego de nuestra Etapa de Diseño, donde se realizaron los cálculos y la selección de los materiales para la fabricación de nuestro reductor de velocidad, vamos a seguir con el proceso de construcción del mismo.

Este capítulo se basa en describir principalmente el Proceso de Fabricación del Reductor de Engranajes Helicoidales, así como del acondicionamiento del banco, necesario para la instalación del Reductor de Velocidad.

9.1. CONSTRUCCIÓN DEL REDUCTOR DE ENGRANAJES HELICOIDALES

La Construcción del Reductor de Engranajes Helicoidales vamos a clasificarla en tres partes fundamentales:

- Construcción de la Caja o Carcasa
- Construcción de los Ejes
- Construcción de las Bidas

9.1.1. CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA O CARCASA

La carcasa de nuestro reductor de velocidad, es una caja soldada construida con Láminas de **Acero Estructural ASTM A-36 HR** de tres espesores $\frac{1}{4}$ ", $\frac{1}{2}$ " y $\frac{3}{4}$ ". (Ver Ilustraciones 96, 97, 98). (Ver propiedades del Acero Estructural ASTM A-36 HR, en el ANEXO A). Los perfiles de las láminas fueron cortados por plasma, en una Máquina CNC (Control Numérico Computarizado).

Ilustración 96. Láminas de Acero Estructural ASTM A-36 HR de $\frac{3}{4}$ " de espesor.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

Ilustración 97. Lámina de Acero Estructural ASTM A-36 HR de $\frac{1}{2}$ " de espesor.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

Ilustración 98. Láminas de Acero Estructural ASTM A-36 HR de $\frac{1}{2}$ " y $\frac{1}{4}$ " de espesor.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

Seguido del corte tuvimos que realizar un proceso de alesado a las láminas frontal y posterior de nuestro reductor, para garantizar la concentricidad y las distancias entre centros de los agujeros de ambas caras y corregir el perfil dejado por la máquina de corte, en los mismos agujeros.

Para este procedimiento fue necesario amarrar las dos láminas o caras por medio de cuatro tornillos de 5/8" de diámetro de rosca ordinaria, ubicados en los cuatro vértices las mismas, para garantizar la equidad del trabajo realizado por la Máquina Alesadora, en ambas caras. (Ver *Ilustración 99*).

Ilustración 99. Alesado de Láminas Frontal y Posterior (Acero Estructural ASTM A-36 HR de 1/2" de espesor, cada una.).



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

Siguiendo con el proceso de armado de nuestra caja, utilizamos cuatro tubos de 3/4" de diámetro y de 10 cm de largo, y cuatro tornillos de 5/8" de diámetro de rosca ordinaria, para realizar un nuevo amarre y garantizar el paralelismo de las caras, al momento de iniciar el proceso de soldadura.

Ilustración 100. Tornillos y Tubos.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Asimismo se usaron dos tubos de pared gruesa, para atravesar con ajuste forzado los agujeros de las caras, y evitar que dichos agujeros perdieran sus coordenadas geométricas dentro de las mismas, por efectos del cambio temperatura del material, en el momento de la aplicación de la soldadura.

Ilustración 101. Amarre de las Caras Frontal y Posterior.

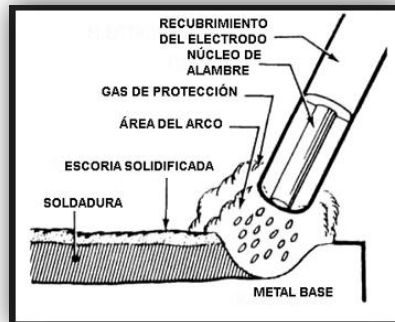


(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

- **SOLDADURA**

Para la unión definitiva y permanente de las láminas de nuestro reductor, en busca de la fabricación de la carcasa, se utilizó el **Proceso de Soldadura por Arco Eléctrico con Electrodo Manual Revestido**.

Ilustración 102. Soldadura por Arco Eléctrico con Electrodo Manual Revestido.

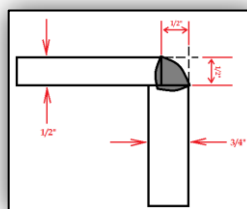


(Tecnoficio)

La Soldadura escogida de acuerdo a las características de los materiales a soldar y por recomendación del fabricante **West-arco** es dos tipos, ya que para cada una de las uniones soldadas (vértices) se realizaron tres cordones, dos cordones de penetración realizados con **Electrodos de \varnothing 1/8"** de **Soldadura AWS E6013** y un último cordón de presentación realizado con **Electrodos de \varnothing 1/8"** de **Soldadura AWS E7018**. (Ver propiedades de los diferentes tipos de soldadura, en los ANEXOS E y F, respectivamente).

Las láminas a soldar tienen unos espesores de $\frac{1}{2}$ " y $\frac{3}{4}$ ". (Ver Ilustración 103).

Ilustración 103. Detalle de la Soldadura en los vértices.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Adicionalmente fue necesario usar tres puentes soldados, así como el apriete ofrecido por una prensa de tornillo, para realizar unos cordones previos (cordones cortos), antes de realizar los cordones definitivos de soldadura. (Ver Ilustraciones 104 Y 105).

Ilustración 104. Cordones previos de soldadura.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Ilustración 105. Soldadura.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Antes de continuar con el proceso de soldadura, se realizaron los agujeros y las roscas necesarias, en las tapas superiores e inferior respectivamente.

Los agujeros se realizaron con la ayuda de un taladro vertical y las correspondientes brocas para cada uno de los agujeros.

Ilustración 106. Taladro Vertical



(Todocolección)

Las roscas se realizaron en la parte interna de los agujeros por medio de unas herramientas de corte denominadas machos. El proceso del roscado a mano se realiza aplicando tres machos en forma sucesiva. El primer macho posee una entrada larga cónica y carece de dientes. Se utiliza para comenzar y guiar la rosca. El siguiente se utiliza para desbastar la rosca y el último acaba y calibra la rosca.

Ilustración 107. Machos para roscar y su soporte.



(Wikipedia)

En la siguiente ilustración se aprecian que fueron realizadas 14 Roscas Métricas Paso Normal M10 x 1.5.

Ilustración 108. Roscas Métricas M10 x 1.5.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

En la tapa superior se realizaron 14 Agujeros Lisos de \varnothing 11 mm y 6 Roscas Métricas Paso Normal M6 x 1.

Ilustración 109. Tapa Superior.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Luego se realizaron 12 Agujeros lisos de \varnothing $\frac{1}{2}$ " en la tapa inferior de la caja y seguidamente se continuó con el proceso de soldadura de las mismas. (Soldadura de las tapas superior e inferior). (Ver Ilustración 110).

Ilustración 110. Soldadura de las Tapas Superior e Inferior.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Finalmente procedemos a armar la caja con todas las tapas superiores para verificar que los agujeros y las roscas coincidan entre ellas, al poner la tornillería. (Ver Ilustración 111).

Ilustración 111. Carcasa Totalmente Ensamblada.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

9.1.2. CONSTRUCCIÓN DE LOS EJES

Finalmente los **Ejes 1 y 2**, fueron elaborados con Acero al Carbono SAE AISI 1045, de diámetro, $\varnothing = 1\frac{3}{8}$ " , mientras que los **Ejes 3 y 4**, son de Acero Aleado SAE AISI 4140, de diámetro, $\varnothing = 1\frac{5}{8}$ ". (Ver propiedades de los aceros en los ANEXOS C y D, respectivamente).

Ilustración 112. Material de los Ejes.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

A continuación se describe el proceso de mecanizado realizado en un Torno Paralelo, para la fabricación de cada uno de los ejes:

- Fueron Freteados, hasta alcanzar las longitudes respectivas. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- Fueron cilindrados en cada una de sus secciones, hasta los diámetros respectivos. Esta operación se realizó con un montaje entre puntas.
- Las canales para las chavetas fueron realizados en la limadora. Se hicieron canales cuadrados de $\frac{1}{4}$ " y $\frac{5}{16}$ " de lado, respectivamente en cada uno de los ejes.

Observaciones:

- Todo el desbaste sufrido por los ejes, fue realizado con herramientas de corte de carburos metálicos.
- Para ayudar en la calibración de las longitudes y los diámetros de los ejes, fueron usados un calibrador y un micrómetro.

Ilustración 113. Eje 1. Acero SAE AISI 1045.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Ilustración 114. Eje 2. Acero al Carbono SAE AISI 1045.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Ilustración 115. Eje 3. Acero Aleado SAE AISI 4140.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Ilustración 116. Eje 4. Acero Aleado SAE AISI 4140.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Para ver la geometría y las dimensiones exactas de cada uno de los ejes, diríjase a los planos ubicados en la sección de anexos. (Ver ANEXO T).

9.1.3. CONSTRUCCIÓN DE LAS BRIDAS

Las Bidas fueron construidas con discos macizos de Acero al Carbono SAE AISI 1020 de diámetro, $\varnothing = 4\frac{1}{2}$ " y 40 mm de espesor. Eventualmente fueron usados también discos perforados, de Acero al Carbono SAE AISI 1020 de 110 x 50 x 40 mm. (Ver *Ilustración 117*, e *Ilustración 118*).

Las bridas se fabricaron en tres (3) diseños diferentes, para los cuales vamos a describir el proceso de manufactura de cada una de ellas:

- Bidas Fijas
- Bidas Fijas Huecas
- Bidas Roscadas

Ilustración 117. Disco Macizo. Acero SAE AISI 1020.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

Ilustración 118. Disco Perforado. Acero SAE AISI 1020.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

9.1.3.1. BRIDAS FIJAS

- Fueron frenteadas, hasta alcanzar los espesores respectivos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- Fueron cilindradas en cada una de sus secciones, hasta los diámetros respectivos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- Fueron perforadas, hasta alcanzar los diámetros de los alojamientos requeridos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- Los agujeros pasantes para tornillería y los chaflanes de los mismos, fueron realizados en el taladro vertical. (Se usaron Brocas de $\varnothing = 10\text{mm}$ y $\varnothing = \frac{1}{2}''$ respectivamente).

Ilustración 119. Bidas Fijas.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

9.1.3.2. BRIDAS FIJAS HUECAS

- Fueron frenteadas, hasta alcanzar los espesores respectivos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- Fueron cilindradas en cada una de sus secciones, hasta los diámetros respectivos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- El agujero principal, fue realizado con la ayuda de una broca apoyada en un mandril dispuesto en la contrapunta. Esta operación se realizó con un montaje entre plato y contrapunta.
- Fueron perforadas, hasta alcanzar los diámetros de los alojamientos requeridos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- Los agujeros pasantes para tornillería y los chaflanes de los mismos, fueron realizados en el taladro vertical. (Se usaron Brocas de $\varnothing = 10\text{mm}$ y $\varnothing = \frac{1}{2}''$ respectivamente).

Ilustración 120. Bridas Fijas Huecas Acero SAE AISI 1020.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

9.1.3.3. BRIDAS ROSCADAS

Ilustración 121. Bridas Roscadas.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

- Fueron frenteadas, hasta alcanzar los espesores respectivos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.

- Fueron cilindradas en cada una de sus secciones, hasta los diámetros respectivos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- El agujero principal, fue realizado con la ayuda de una broca apoyada en un mandril dispuesto en la contrapunta. Esta operación se realizó con un montaje entre plato y contrapunta.
- La Rosca interior y exterior fueron realizadas con el torno. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- Fueron perforadas, hasta alcanzar los diámetros de los alojamientos requeridos. Esta operación se realizó con un montaje al aire.
- Los agujeros pasantes para tornillería y los chaflanes de los mismos, fueron realizados en el taladro vertical. (Se usaron Brocas de $\varnothing = 10\text{mm}$ y $\varnothing = \frac{1}{2}''$ respectivamente).
- Los canales para las laines, fueron realizados en la limadora. ($L = \frac{1}{4}''$).
- La rosca métrica de paso normal para el agujero que sujeta la laina, fue realizada con un macho manual, (M5 x 0.8).

9.1.4. CONSTRUCCIÓN DE LA HERRAMIENTA DE APRIETE DE LAS BRIDAS ROSCADAS

La herramienta para facilitar el apriete de las bridas roscadas se fabricó con un tubo de diámetro de $\frac{3}{4}''$, soldado a una lámina con forma de una semicircunferencia de radio igual al del elemento roscado en la brida. Así mismo fueron soldados a la lámina, dos uñas de espesor igual a las nervaduras presentes en el elemento roscado, de tal forma que estas coincidan y se pueda generar un enganche mutuo entre la herramienta y el elemento roscado, y se pueda lograr el apriete o el desapriete deseado.

Ilustración 122. Herramienta de Apriete de las Bidas Roscadas.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

9.2. ACONDICIONAMIENTO DEL BANCO PROTOTIPO

Luego de construido la caja de engranajes, y seleccionar los demás componentes del sistema de transmisión de potencia, se realizaron las modificaciones al Banco Prototipo, para poder acoplar dicho mecanismo y poner en funcionamiento y/o a disposición nuevamente el Banco.

Las modificaciones realizadas en el Banco fueron:

- Se retiró el antiguo sistema transmisor de potencia. (Se retiró el motorreductor, la cadena y las ruedas dentadas o catarinas).

Ilustración 123. Exclusión de bases y placas.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

- Se retiró la base del motorreductor.
- Se retiraron las bases o soportes del eje de la Catarina.
- Se retiraron las placas que soportaban las bases del motorreductor y los ejes de la Catarina.
- Se diseñó y se construyó un soporte rígido, para la instalación tanto de la Caja de Engranajes, como del mismo Motor Eléctrico.
- Se acopló dicha base o soporte a la Estructura del Banco.
- Se diseñó y se construyó la guarda de seguridad, para los elementos flexibles del sistema reductor.
- Fueron maquinadas (se redujo el espesor) las manivelas, por efectos de ajuste en el nuevo montaje.

Ilustración 124. Maquinado de las manivelas.



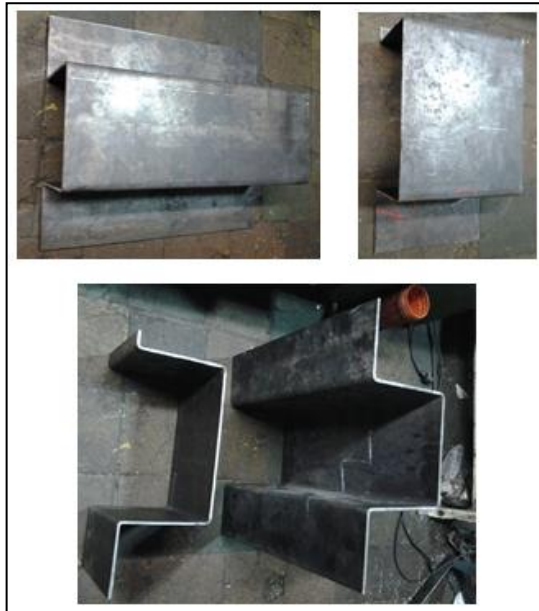
(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

- Finalmente se realizó el correcto montaje y acople del nuevo sistema transmisor de potencia con el Banco Prototipo.

9.2.1. CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE O BASE RÍGIDA

La base o soporte para el motor y el reductor, está construida de dos Láminas de Acero Estructural A-36 HR, de un espesor de $\frac{1}{4}$ de pulgada, debidamente dobladas y soldadas.

Ilustración 125. Láminas de acero para el soporte base.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

La unión de las partes se realizó mediante soldadura por arco eléctrico, con electrodos revestidos, de soldadura AWS 6013.

Luego de tener la estructura rígida, fueron realizados en ella, los agujeros para la sujeción, tanto del motor como del reductor, teniendo en cuenta las medidas calculadas anteriormente, para satisfacer la distancia entre centros de los dispositivos a acoplar.

Para una mayor exactitud en la distancia entre centros y dar la tensión necesaria en la banda entre poleas, también fue instalado sobre el soporte base, un tensor, compuesto por cuatro (4) tuercas y un tornillo de rosca métrica M12 X 1.75. Las tuercas fueron soldadas, dos (2) a un pequeño perfil en L (ángulo) de acero y las otras dos (2) a una pequeña lamina de acero. Tanto el perfil en L, como la pequeña lamina fueron soldadas también al soporte base. Este tensor nos da la posibilidad de tener la disposición exacta del motor, para obtener finalmente la tensión necesaria y la distancia entre centros calculada.

Ilustración 126. Soporte o Base Rígida.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

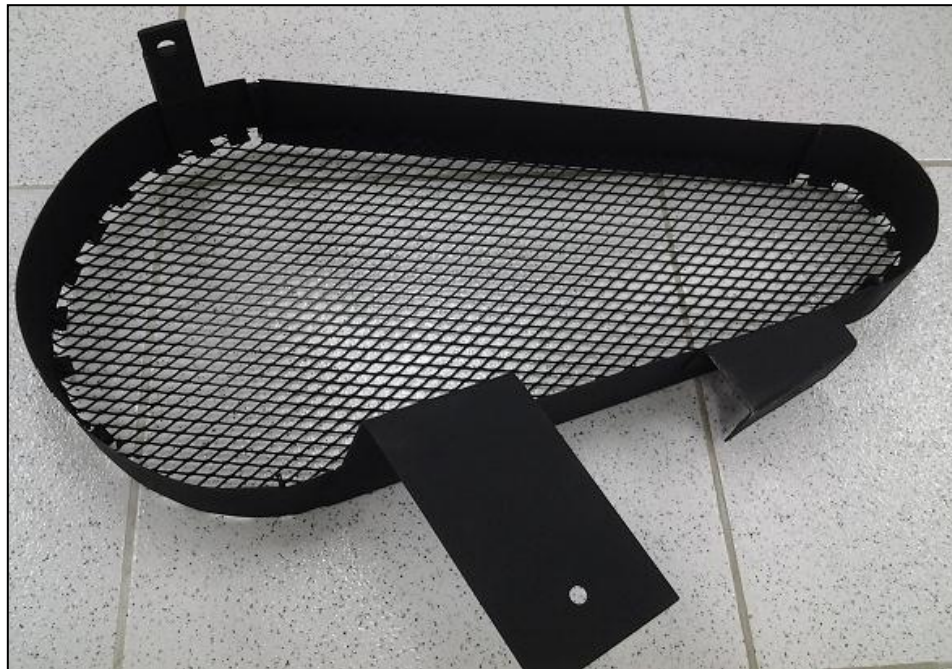
También fueron instaladas dos láminas de acero A-36 HR de un espesor de 1/8 de pulgada, sujetas al soporte por medio de cuatro (4) tornillos de 1/2", para darle mayor rigidez a la base y tapar las cavidades dejadas por los dobleces de las láminas principales.

El soporte o base cuenta con cuatro correderas perpendiculares a la dirección axial (las correderas son de ½" de diámetro por 5 cm de largo), para darle la opción al conjunto transmisor de potencia, de un posible ajuste ante un desalineamiento en dicha dirección.

9.2.2. CONSTRUCCIÓN DE LA GUARDA DE PROTECCIÓN

La guarda de seguridad de los elementos flexibles, fue construida con un marco doblado, de lámina de acero rolada en frio, calibre 20 (0.912 mm de espesor) y una malla expandida de acero inoxidable (Acero SAE AISI 304 HR).

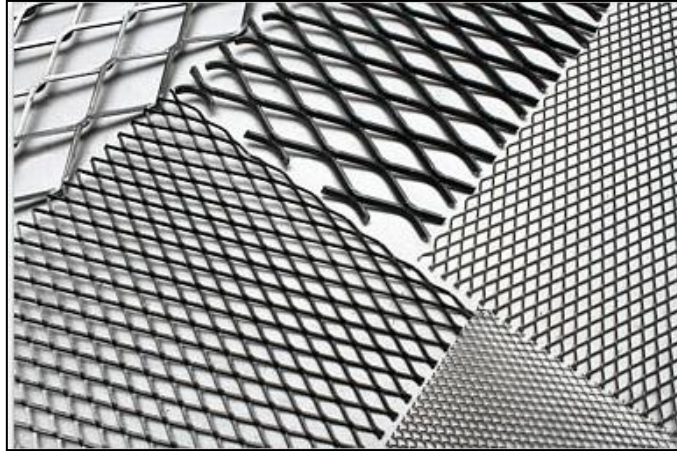
Ilustración 127. Construcción de la Guarda de Protección.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

La guarda de seguridad fue construida mediante la unión soldada de las láminas de acero y la malla expandida. En dicho procedimiento se utilizó soldadura MIG/MAG o proceso de soldadura por arco bajo gas protector con electrodo consumible.

Ilustración 128. Malla Expandida.



(MALLAS ESPECIALES LTDA.)

A dicha guarda fueron soldadas a su vez, tres láminas de acero para la sujeción de la misma, a la base del banco y a él reductor de velocidad.

9.3. PINTURA Y ACABADO

Todas las piezas maquinadas y que hacen parte de los cuatro ejes o arboles de transmisión del reductor de velocidad, presentan el acabado superficial dejado en cada una de ellas, luego del mecanizado.

Ilustración 129. Acabado de partes internas.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Para la carcasa y las bridas, se utilizó, Pintura Electroestática Martillada, de color negro y gris respectivamente. La **Pintura Electroestática, o Lacado**, es un tipo de recubrimiento que se aplica como un fluido, de polvo seco, suele ser utilizado para crear un acabado duro que es más resistente que la pintura convencional. El proceso se lleva a cabo en instalaciones equipadas que proporcionen un horno de curado, cabinas para la aplicación con pistolas electrostáticas y por lo general una cadena de transporte aéreo, donde se cuelgan las partes, por lo general

electrodomésticos, extrusiones de aluminio, partes de automóviles y bicicletas donde se cubren con una pintura en polvo (también llamada laminación).

Ilustración 130. Pintura y acabado de la carcasa.



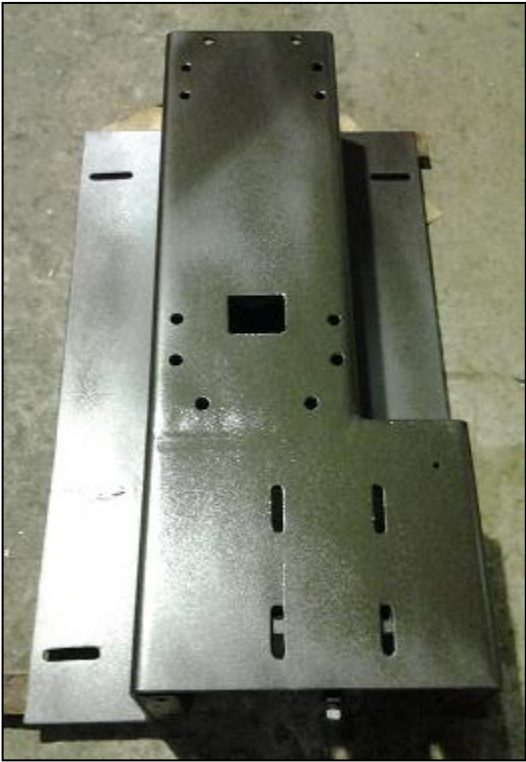
(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Se consiguen excelentes resultados tanto en términos de acabado y sellado hermético. Es resistente a los ácidos débiles, materias alcalinas, aceites y disolventes. El efecto martillado ayuda a ocultar las imperfecciones dejadas en el material luego del proceso de mecanizado de las piezas.

El soporte o base rígida y las guardas de seguridad, fueron pintados de color negro y azul respectivamente, con **Pintura Martillada** a base de thinner. Hay que tener en cuenta que anterior a esta pintura, fue aplicado sobre ellas una capa de **Pintura Anticorrosiva**. Ésta tiene el propósito principal de inhibir la oxidación del material, y secundariamente el de proporcionar una superficie que ofrezca las condiciones propicias para ser pintada con otros acabados, esmaltes y lustres coloridos.

El equipo utilizado para estas aplicaciones, fue un compresor y una pistola manual o aerógrafo.

Ilustración 131. Pintura y acabado de la base rígida y la guarda de seguridad.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

10. PRESUPUESTO

La siguiente tabla nos muestra los costos de los materiales y el valor correspondiente por el concepto de manufactura del Sistema Reductor de Velocidad.

Tabla 17. Presupuesto.

OBJETO	DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL (\$)
PIÑONERIA	PIÑONES –ENGRANES	150.000
LAMINAS HR	6mm, 12mm, 20mm	413.000
MAQUINADO	ALESADO, TALADRADO, TORNEADO, LIMADO Y SOLDADO	1000.000
VARIOS	SOLDADURA,(6013-7018) VISOR, DESFOGUE, GUANTES, GAFAS, PASTILLA TUNGSTENO, DISCO LIJA, TAPÓN DESCARGA, ESCARIADOR, DISCO PULIDORA, RODAMIENTOS, POLEAS, CORREA, PINTURA ELECTROSTÁTICA, PINTURA MARTILLADA, ANTICORROSIVO, LIJA TRAPO, VARSOL, BIOVARSOL, ACEITE, PAPEL HÚMEDO, GALVANIZADO TALADRINA, SILICONA LOCTITE	491.000

OTROS MATERIALES	EJES, BRIDAS TUBOS, TORNILLOS, CAMISAS, DISCOS , DISCOS HUECOS RETENEDORES O-RING TORNILLERÍA.	460.000
PAPELERÍA		80.000
	VALOR TOTAL	\$2.594.000

Este presupuesto no incluye los honorarios por concepto de diseño, ni tampoco por las asesorías recibidas.

11. PRUEBAS

Para verificar el correcto funcionamiento del reductor, fueron realizadas varias pruebas que nos dan certeza y seguridad, del buen diseño y del buen trabajo realizado tanto en el mecanizado de las piezas, como en la selección y ensamble de todas y cada una de las partes que conforman el reductor.

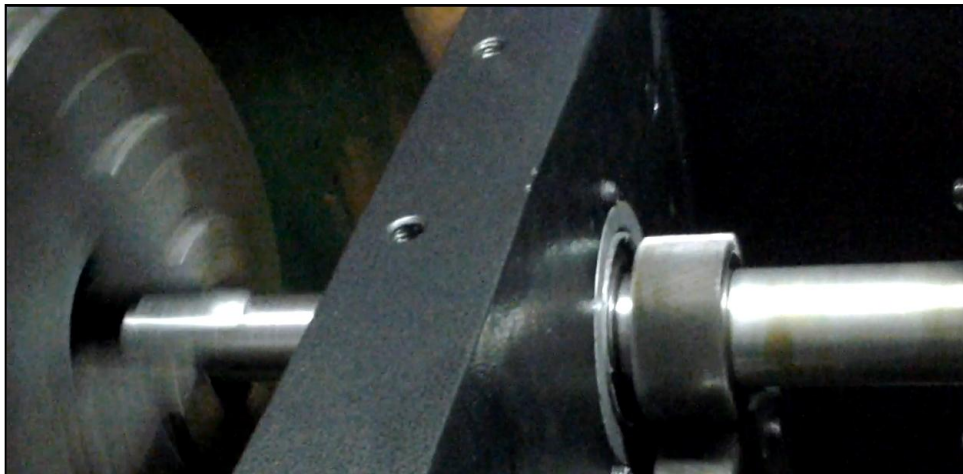
Inicialmente se verificó el correcto alojamiento de los rodamientos, los retenedores y los o-rings dentro de las bridas. Así mismo la disposición de las bridas en la carcasa.

También se verificó la correcta posición de los engranajes y los bujes o separadores, en cada uno de los ejes, para lograr una buena relación de engranamiento.

11.1. PRUEBAS DINÁMICAS

En la siguiente figura podemos observar, que el reductor inicialmente fue conectado a la copa de un torno, y puesto a trabajar a varias velocidades y ambos sentidos de giro.

Ilustración 132. Prueba en el torno.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, Fotografía)

Finalmente el reductor fue acoplado al sistema de transmisión de potencia del Banco prototipo, y fue puesto en marcha, junto con todos los sistemas de carga, verificando su buen y correcto funcionamiento.

11.2. PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD

Adicionalmente a las pruebas de funcionamiento fueron realizadas unas pruebas de estanqueidad para verificar si existen fugas de aceite y garantizar el completo hermetismo del reductor.

La siguiente figura nos muestra al Reductor lleno de taladrina, hasta el agujero roscado más alto, para evidenciar que no haya fugas de líquidos a través de la carcasa del mismo.

Ilustración 133. Prueba de estanqueidad.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Céspedes, Fotografía)

12. CONDICIONES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

12.1. TRANSPORTE

Por razones de seguridad y peso, se recomienda trasladar el Reductor al lugar de montaje, sin aceite.

12.2. MONTAJE DE ACOPLAMIENTOS

El montaje de acoplamientos, poleas, piñones, etc., se realiza en los extremos libres de los ejes que llevan chavetas sin cabeza, según la Norma DIN 6886.

12.3. INSTALACIÓN

- Montar el reductor sobre el soporte o la base rígida construida.
- Al montar un reductor, los ejes deben estar alineados lo mejor posible con los del motor y la maquina a accionar, evitando desalineamientos axiales o angulares entre ellos.
- Al montar acoplamientos elásticos también hay que buscar una alineación exacta, para evitar daños en el acoplamiento y en el reductor, teniendo en cuenta las instrucciones de servicio de los acoplamientos.
- Verificar que el sentido de giro del motor coincida con el sentido de la flecha del eje de entrada del reductor. (*Ver ilustración 27*).

12.4. LUBRICACIÓN

- Antes de la puesta en marcha del reductor, debe llenarse con aceite hasta la marca indicada por el visor del nivel.
- El aceite, como lubricante y como parte integrante del reductor debe ser correctamente seleccionado. Para condiciones de servicio normales y temperaturas entre 0° y 50°C, se recomienda usar *Aceite SAE 75W-90*. (*Ver ANEXO O*). Si no disponemos del aceite recomendado escogeremos un aceite de viscosidad superior.
- Emplear aceites nuevos y libres de toda suciedad. La cantidad de aceite indicada en las tablas de características es aproximada.
- Revisar periódicamente el nivel de aceite, con el reductor parado y el aceite frío, para asegurarnos de cuando sea necesario añadir más aceite.

12.5. PUESTA EN MARCHA

Si se cumplen los apartados anteriores, la cantidad y la calidad de aceite es la correcta, y los accesorios adicionales al reductor están en estado de servicio podemos proceder a la puesta en marcha.

En situación de régimen, debe haber un control permanente de sonoridad y temperatura, así como del nivel de aceite.

12.6. CAMBIOS DE ACEITE

- El primer cambio de aceite se efectuara al cabo de 500 horas de trabajo. La purga de aceite se hará nada mas parar, con el aceite todavía caliente.
- Los siguientes cambios se recomienda hacerlos entre 3000 y 5000 horas, siendo 18 meses el intervalo máximo entre cambios de aceite.
- Recomendamos utilizar el mismo aceite que en el primer llenado. La mezcla de distintas clases de aceites o marcas no es aconsejable.

Para la limpieza, anterior al llenado, se utiliza un aceite de lavado o el mismo aceite que se utiliza para el servicio del reductor. La limpieza debe ser perfecta.

12.7. MANTENIMIENTO

12.7.1. PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

- **Cada semana:**
 - Revisar el nivel de aceite del reductor, y si es necesario reponerlo.
 - Revisar si existen posibles fugas de aceite.
- **Cada 3 meses:**
 - Revisar la alineación del grupo motor-reductor.
 - Escuchar con un estetoscopio mecánico los ruidos del rodamiento y de los engranes.
- **Cada año:**
 - Revisión general del reductor.
 - Revisar los rodamientos.
 - Revisar las pistas (de preferencia cambiarlas).
 - Revisar engranes y piñones.
 - Revisar el apriete del rodamiento sobre la ejes.
 - Ajustar los ejes del reductor.

12.7.2. ALMACENAMIENTO

Seguidamente se detallan algunas recomendaciones a las cuales hay que atenerse para el almacenaje del reductor:

- Evitar los avientes con excesiva humedad y expuestos a la intemperie (excluir las zonas al aire libre).
- Evitar el contacto directo con el suelo.
- Disponer el reductor de modo que exista una base de apoyo estable y asegurarse de que no existen riesgos de desplazamientos imprevistos.
- Apilar el reductor embalado (si lo admite), siguiendo las indicaciones incluidas en el propio embalaje.

Para periodos de almacenamiento superior a 6 meses, seguir las siguientes últimas operaciones:

- Recubrir todas las partes externas mecanizadas con protección antioxidante tipo Shell Ensis, o similar en cuanto a propiedades y campo de utilización.
- Realizar el llenado completo con aceite lubricante y orientar al reductor de forma que el tapón depresor este ubicado en posición más alta. Antes de poner en marcha, el reductor se deberá vaciar del aceite usado para el periodo de almacenaje y llenarlo con la cantidad correcta y el tipo de lubricante idóneo.

Actualmente se puede realizar una evaluación completa del reductor con la combinación de endoscopios, boroscopios y los conocimientos sobre análisis de fallos en engranajes y rodamientos, mediciones de la vibración y análisis espectrales. La inspección proporciona información sobre el estado de la máquina y conocimientos para eliminar la causa raíz de los problemas recurrentes.

12.7.3. LIMPIEZA

- Lave todos los componentes que tengan superficie maquinada o rectificada (engranes, rodamientos, ejes, etc.) usando solventes apropiados a base de petróleo, tales como: aceite, diesel, o keroseno. **NO UTILIZAR GASOLINA.**
- Lave las piezas vaciadas (caja, bridas) usando los solventes antes mencionados.
- Limpiar y lavar las superficies de apoyo de los empaques, para remover cualquier residuo que haya quedado de la junta química.

- Las piezas deberán de estar totalmente secas después de lavar, usando paños de algodón limpios y suaves. El aire comprimido puede ser también empleado para secar las piezas, excepto para los rodamientos.

12.7.4. POSIBLES FALLAS

Sin desconocer que podrían ocurrir fallas en alguno de los otros componentes del reductor, vamos a analizar aquellos que juegan solo el papel más importante dentro del funcionamiento del mismo y tal vez los problemas más frecuentes que dichos elementos podrían tener y dar unas posibles soluciones a estos inconvenientes.

12.7.4.1. FALLAS EN LA CARCASA

Busque si existen grietas en cualquier superficie o rebabas sobre las partes maquinadas, depresiones, escalones, ovalación excesiva en agujeros o desgaste acentuado.

Revise también las siguientes áreas de trabajo:

- Asientos y superficies de apoyos para arandelas de ajuste o empuje.
- Asientos y superficies de apoyo para las bridas
- Agujeros roscados tanto para la sujeción de las tapas superiores como para las bridas.
- Agujeros roscados para el drenaje, el visor de nivel de aceite, el respiradero y el orificio de suministro de aceite.

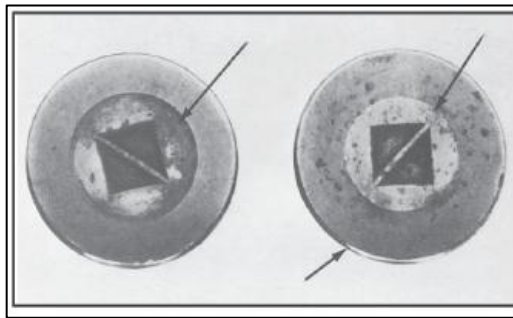
12.7.4.2. FALLAS EN LA TRANSMISIÓN

- Inspeccione los diámetros y dientes de los engranes, en lo referente a desgaste o daños. Aquellos que presenten escalones, depresiones, ralladuras o astillado, deberán ser sustituidos.
- Inspeccione las caras de apoyo de los Bujes de empuje. Si cualquiera de ellos presenta desgaste excesivo o tallones sustitúyalos.
- Inspeccione los rodamientos y sus espesores.
- Revise los diámetros de los ejes. Revise que los agujeros estén libres de rebabas ambos extremos. Si alguno de ellos presenta ralladuras, desgaste, depresiones, etc. sustitúyalos.

12.7.4.3. FALLAS EN LOS RODAMIENTOS

- Inspeccione todos los rodamientos de (pistas y conos) inclusive aquellos que no fueron removidos de su lugar original, sustitúyalos si estos presentaron cualquier defecto.
- Evite el uso de punzones y martillos que pueden dañar también los asientos en donde estos rodamientos estaban montados.
- Saque los rodamientos que serán sustituidos con un dispositivo adecuado (un extractor o prensa).
- Evite el uso de punzones y martillos que pueden dañar también los asientos en donde estos rodamientos estaban montados.
- El desgaste excesivo en la cara ancha de los rodillos cónicos con eliminación casi total del rebaje central y/o radio desgastado, con canto vivo, en la cara ancha de los rodillos.

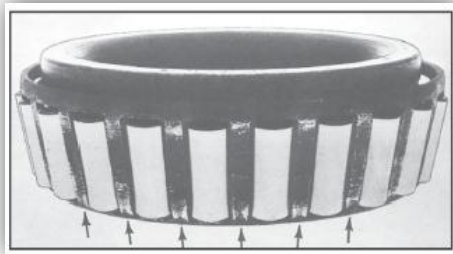
Ilustración 134. Desgaste en los rodillos.



(Meritor , 2011)

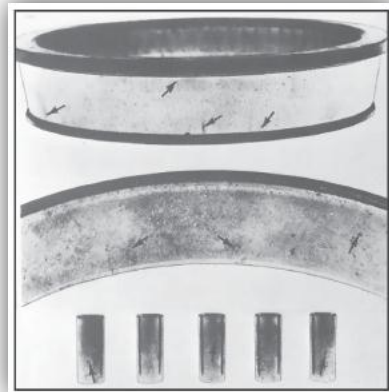
- Señales de atributo en las fallas de rodillos cónicos.
- Desgaste (con rebaje visible) en la pista de la pista o del cono y/o marcas profundas, escalones o grietas en los asientos de la pista y/o del cono, o en la superficie de los rodillos cónicos.

Ilustración 135. Señal de fallas en los rodillos.



(Meritor , 2011)

Ilustración 136. Desgaste en las pistas de los rodillos.



(Meritor , 2011)

- Corrosión (causada por la acción química) o cavidades sobre las superficies del trabajo).

Ilustración 137. Corrosión en Rodamientos.



(Meritor , 2011)

- Astillado o descascarado en la superficie de la pista y/o del cono.

Ilustración 138. Astillado de los Rodamientos.



(Meritor , 2011)

12.7.4.4. FALLAS EN LAS BRIDAS

Verifique si hay grietas melladuras y desgaste excesivo en las superficies de apoyo y agujeros de las bridas. De presentar algunos de estos inconvenientes, sustitúyalas.

12.7.5. MANTENIMIENTO CORRECTIVO

Sustituya todas las piezas que presenten desgaste o estén dañadas, usando siempre piezas nuevas y originales, para garantizar un servicio de mantenimiento con resultados satisfactorios, debemos de recordar que el uso de piezas no originales provocará una disminución en la vida de las unidades.

Para una mejor orientación damos algunos criterios básicos de revisión, para la reparación o sustitución de componentes:

- Cambie las tuercas y tornillos que tengan los hexágonos barridos y/o roscas dañadas.
- Cambie las arandelas de presión, planas y candados, rolados y chavetas.
- Quite todas las partículas de la junta.
- Quite los sedimentos, manchas, rebabas y otras imperfecciones en las superficies maquinadas, tanto en la carcasa, los ejes y las bridas.
- Las roscas deben estar limpias y sin daños para así obtener un ajuste exacto y un par de apriete correcto.
- Siempre que sea posible, use una prensa para volver a ensamblar las piezas.
- Dé el par de apriete a todos los componentes de sujeción, con los valores especificados en la sección PAR DE APRIETE. (Ver Anexo G y Anexo H).

Para dar seguridad y preservar la vida del mantenimiento que sea efectuado, se recomienda que no sean efectuadas reparaciones con soldadura, las cuales pueden afectar la integridad estructural de los componentes, así como provocar distorsiones en aquellos que han sido sometidos a procesos de tratamiento térmico.

Una reparación con soldadura, solamente puede aprobarse donde existen controles rigurosos con equipos que normalmente solo se encuentran donde se fabrican los productos.

13. CONCLUSIONES

Se diseñó y se construyó el Sistema de Reducción de Velocidad para el Banco Prototipo Emulador de Cargas de un Sistema de levantamiento Artificial de Petróleo Tipo Convencional, conforme a las especificaciones propuestas en los objetivos.

El reductor construido, es una máquina de muy buena calidad, con buenos materiales, con buen mecanizado de sus partes, con un buen ajuste y un buen acabado, además del buen funcionamiento del mecanismo como tal.

Con la construcción del reductor de engranajes helicoidales se consiguió mejorar la eficiencia del sistema transmisor de potencia.

La condición sonora se redujo notoriamente con el cambio del nuevo sistema transmisor de potencia.

Se realizaron las modificaciones necesarias al banco prototipo, para el montaje e instalación del sistema de reducción de velocidad y poder acoplarlo al mecanismo existente.

Se elaboró el Manual de Operación y Mantenimiento para el sistema reductor de velocidad.

Se comprobó que existe una gran diferencia entre el diseño CAD, los modelos que allí se pueden concebir y el concepto de manufacturabilidad y ensamblabilidad de los elementos o piezas a construir. Es decir, no todos los diseños de ciertos elementos, son de fácil fabricación con las herramientas y/o máquinas disponibles en la industria. Además del incremento en el valor económico, que pueden acarrear dichos diseños con respecto a otros, su manera de ensamblaje y montaje pueden generar inconvenientes.

Se adquirieron nuevos conocimientos con respecto a la temática de las unidades de bombeo usadas en la extracción del petróleo, tales como sus partes componentes, algunas características y su principio de funcionamiento.

Se conocieron nuevos procesos de manufactura, aunque no todos fueran utilizados en la construcción del reductor.

Ya que fuimos partícipes de algunos de los procesos de manufactura, se adquirieron y se mejoraron, tanto conocimientos como algunas de las destrezas necesarias para el manejo de cierto tipo de maquinaria, como el torno, la limadora, el taladro manual, el taladro vertical, la pulidora, el equipo de soldadura por arco eléctrico, los machos para roscas, la prensa hidráulica, entre otros.

Se ratificó la importancia de la utilización de los elementos de seguridad industrial y protección, como gafas, guantes, botas de seguridad y el vestuario adecuado, en cualquier momento en el cual alguien se encuentre dentro de las instalaciones de un taller de manufactura, en el área de mecanizado, ya sea como visitante u inspector o como operario de la maquinaria.

Finalmente nosotros los autores, hemos realizado un muy buen trabajo en la consecución de este proyecto, desde su planeación hasta la obtención del producto final, y creemos que fue una excelente oportunidad para ratificar los conocimientos adquiridos en nuestro proceso de formación como Ingenieros Mecánicos, además de abrirnos las puertas en el sector industrial y darnos la bienvenida a nuestra vida profesional.

14. RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES

Realizar el mantenimiento preventivo sugerido anteriormente, para evitar el recambio a destiempo de los elementos componentes del sistema reductor de velocidad y alargar la vida útil del mismo.

Para finalizar, reiterar que los consejos aquí dados son solo recomendaciones GENERALES, y que siempre que sea posible y conocidas, deben atenderse las recomendaciones específicas de los fabricantes de accesorios (engranajes, rodamientos, retenedores, etc.) que hacen parte del modelo en cuestión.

La Escuela de Ingeniería Mecánica, posee un excelente pensum en su currículo, y cuenta con un cuerpo docente de la mejor calidad, pero como en todo, siempre habrán cosas para mejorar y es el caso del Área de Diseño, el cual cuenta con una temática muy completa y la preparación teórica es excelente, pero tal nuestra recomendación es convertir esta pedagogía un poco más pragmática y practica, para mejorar conceptos como la manufacturabilidad y la ensamblabilidad de los diseños propuestos o estudiados a lo largo de los cursos.

BIBLIOGRAFÍA

- *Bombeo Mecánico, Descripción Diseño y Diagnóstico*. PDF.
- Electrónica y Máquinas Herramientas. (s.f.). www.electronicaymaquinasherramientas.blogspot.com. Recuperado el 2013, de <http://electronicaymaquinasherramientas.blogspot.com/2012/05/maquinas-herramientas.html>
- Ferrocortes S.A.S. (s.f.). www.ferrocortes.com.co. Obtenido de <http://www.ferrocortes.com.co/laminas/lamina-calidad-estructural-astm-a36>
- Guerrero Fajardo, I. D., & Sanchez Céspedes, A. (2013). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL SISTEMA DE REDUCCION DE VELOCIDAD PARA UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL*. Bucaramanga, Bucaramanga, (Colombia).
- Guerrero Fajardo, I. D., & Sanchez Céspedes, A. *Fotografía*. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga.
- Hervás, I. V. *Elementos de Maquinas y Sistemas. Tecnología Industrial I*.
- Instituto Nacional de Tecnologías Educativas y de Formación de Profesorado (INTEF). (s.f.). <http://www.ite.educacion.es/>. Obtenido de <http://almez.pntic.mec.es/jgonza86/Sistemas%20de%20poleas%20y%20correas.htm>
- Martin, Sprocket & Gear, Inc. (2013). *El Gran Catalogo 4000*. Arlington, TX: Martin, Sprocket & Gear, Inc.
- Monografias.com. (s.f.). www.monografias.com. Recuperado el 2013, de <http://www.monografias.com/trabajos36/investigacion-tornos/investigacion-tornos2.shtml#ixzz2nqKoCpCD>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. Mexico: Pearson Education.

- Mott, R. L. (2006). Engranajes Helicoidales, engranes conicos y de tornillo sinfin y corona. En R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Maquinas* (pág. 453). Mexico: PEARSON EDUCATION.
- NTN CORPORATION. (2004). Rodamientos de Bolas y de Rodillos.
- Pardo Galvis, C. D., & Espinosa Chillito, L. D. (2012). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL*. Bucaramanga: Pdf.
- *Portal del Petroleo*. (s.f.). Recuperado el Marzo de 2013, de <http://www.portaldelpetroleo.com/2009/06/bombeo-mecanico-diseno.html>
- Retenedores de Aceite CRI. (2014). *Retenedores de Aceite CRI*. Recuperado el 2014, de http://www.retenedorescri.com/index.php?option=com_content&view=article&id=56&Itemid=97&showall=1
- SIEMENS S.A. (2013). *Catálogo de Motores Trifásicos SIEMENS*.
- Sumitomo Heavy Industries LTDA. *Reductores y Unidades de Accionamiento. Paramax Serie 9000*. Tokio.
- Talleres Guibe S.A. *Reductores Tandem Normalizados*. Gipuzkoa.
- Tecneweb- Tecnologia. (2013). www.tecneweb.com.ar. Recuperado el 2013, de <http://www.tecneweb.com.ar/Apuntes/mecanismos.htm#Tren>
- Tecnoficio. (s.f.). www.tecnoficio.com. Recuperado el 2013, de http://www.tecnoficio.com/soldadura/soldadura_electrica2.php
- Tejada, C. (29 de Marzo de 2006). www.monografias.com. Recuperado el 2013, de <http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/engranajes.shtml>
- Theta Enterprises. *Bombeo Mecanico Optimizacion. Entrenamiento Levantamiento Artifical*. Pdf.
- Todocolección. (s.f.). www.todocoleccion.net. Recuperado el 2013, de <http://www.todocoleccion.net/taladro-vertical-banco-einhell-sanna~x17450180>

- UIS - Campo Escuela Colorado. (2012). *Proyecto 8556. Desarrollo de un Prototipo de POZO INTELIGENTE para CEC Fase 1. Financiado por la VIE – CEC (Campo Escuela Colorado)*. Bucaramanga.
- West Arco. (s.f.). www.westarco.com. Obtenido de http://www.westarco.com/images/westarco/pdf/catalogo_wa/hojas_sueltas/SW_613.pdf
- Wikipedia. (s.f.). www.wikipedia.org. Recuperado el 2013, de http://es.wikipedia.org/wiki/Macho_de_roscar
- Zubacor. (s.f.). www.zubacor.com. Recuperado el 2013, de <http://www.zubacor.com/cas/lima2.htm>

ANEXOS

ANEXO A. PROPIEDADES DEL ACERO ESTRUCTURAL ASTM A-36 HR

Home Laminas A 36M A36 HR

Características: Producto de la más avanzada ingeniería, es fabricado con un punto mínimo de cedencia de 36,000PSI. Más resistente que la placa A-283, la placa de acero - calidad estructural A-36 es ampliamente recomendable para diseñar y construir estructuras y equipo menos pesado.

El acero estructural A36 se produce bajo la especificación ASTM A36. Abrigando los perfiles moldeados en acero al carbono, placas y barras de calidad estructural para clavados, atornillados, o soldados de la construcción de puentes, edificios, y estructuras de diferente propósitos.

El acero estructural A36 o acero estructural con carbono, es hasta hace poco tiempo, el acero estructural básico utilizado más comúnmente en construcciones de edificios y puentes.

Composición Química:

PRODUCTO	VIGAS*	PLACAS**					BARRAS			
ESPESOR (in)	TODAS	¾"	¾" - 1 ½"	1 ½" - 2 ½"	2 ½" - 4"	Sobre 4"	¾"	¾" - 1 ½"	1 ½" - 4"	Sobre 4"
(mm)		Hasta 20mm	20mm a 40mm	40mm a 65mm	65mm a 100mm	Sobre 100mm	Hasta 20mm	20mm a 40mm	40mm a 100mm	Sobre 100mm
%C - máx.	0.26	0.25	0.25	0.26	0.27	0.29	0.26	0.27	0.28	0.29
%Mn - máx.	0.80-1.20	0.80-1.20	0.85-1.20	...	0.60-0.90	0.60-0.90	0.60-0.90
%P - máx.	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
%S	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
%Si	0.40 Max	0.40 Max	0.40 Max	0.15-0.40	0.15-0.40	0.15-0.40	0.40 Max	0.40 Max	0.40 Max	0.40 Max
%Cu - mín. cuando el cobre es especificado en el acero	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

*El contenido de manganeso de 0.85 a 1.35%, y el contenido de silicio de 0.15 a 0.40% es requerido en vigas por encima de 426lb/ft o 634kg/m.
 ** por cada reducción de 0.01% por debajo del máximo de carbono especificado, un aumento del 0.06% de manganeso por encima del máximo especificado se permitirá hasta un máximo de 1.35%

Soldabilidad:

Según la norma ASTM A36/A36M-8, cuando el acero vaya a ser soldado, tiene que ser utilizado un procedimiento de soldado adecuado para el grado de acero y el uso o servicio previsto. Por lo que se recomienda consultar el Apéndice X3 de la Especificación A 6/A 6M para obtener información sobre soldabilidad.

No obstante el acero A36 es conocido como un acero de fácil soldabilidad, por lo que se recomienda utilizar las siguientes tipos de soldaduras Lincoln Electric disponibles en Aceros Carazo: 6010, 6011, 6013, 7018, 7024, 308, 309, 312, 316, ER70S-6, ER70S-3, E71T-1.

Requerimientos de tensión:

El acero A- 36 tiene como esfuerzo de fluencia mínimo de 36ksi. Además, es el único acero que puede obtenerse en espesores mayores a 8 pulgadas, aunque estas placas como excepción, solo están disponibles con esfuerzo de fluencia mínimo inferior especificado, siendo este 32ksi.

Normalmente, el material de conexión se especifica como A-36, sin importar el grado de sus propios componentes primarios. El esfuerzo último de tensión de este acero varía de 58ksi a 80 ksi; para cálculos de diseño se utiliza el valor mínimo especificado.

Propiedades mecánicas:

Requerimientos a tensión*		
Láminas, Vigas* y barras	Ksi (Mpa)	*ver orientación del espécimen bajo la prueba a tensión según especificación A6 para la gama formas de brida sobre 426lb/ft (634kg / m), el 80 KSI (550Mpa) resistencia a la tensión máxima no se aplica una elongación mínimo en 2in (50mm) de 19% se aplica.
Esfuerzo último	50-80 (400-550)	*** Punto de fluencia 32 KSI (220 MPa) para las placas de más de 6in (200mm) de espesor. Alargamiento de que no es obligatorio determinarle para placa de piso. Las placas de más de 24 en (600 mm) el requisito de elongación se reduce dos puntos porcentuales. Ver los ajustes de elongación en la sección de ensayo de tracción de la especificación A6
Esfuerzo de fluencia	36 (250)	
Láminas y Barras,**,***		
Elongación en 6in. (200mm), min, %	20	
Elongación en 2in. (50mm), min, %	23	
Dureza	120-135 HB	HB: Dureza Brinell

Requerimientos a tensión para Aceros ASTM A36

Aplicaciones:




Las aplicaciones comunes del acero estructural A-36 es en la construcción, y es moldeado en perfiles y láminas, usadas en edificios e instalaciones industriales; cables para puentes colgantes, atirantados y concreto reforzado; varillas y mallas electrosoldada para el concreto reforzado; láminas plegadas usadas para techos y pisos.

(Ferrocortes S.A.S.)

ANEXO B. PROPIEDADES DEL ACERO AISI SAE 1020

Home Barras AISI / SAE 1020

Formas y color:

Estado de Suministro


Forjado

Laminado con tolerancia DIN 1013

Trefilado con tolerancia ISO 266-2 h11

Composición química (% en peso)

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0.15	0.15	0.60	-	-
0.20	0.35	0.90	0.040	0.50



Densidad: 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

Propiedades Mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alargamiento en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad ¹²¹² EF =100%
	PSI	MPa	PSI	MPa				
Caliente y maquinado	58000	400	32000	220	25	50	116	70
Estirado en frío	64000	440	53600	370	15	40	126	

Tratamientos Térmicos recomendados (Valores en °C)

Forjado	Normalizado	Recocido		Templado	Revenido	*T Crítica aprox.	
		Ablandad.	Regeneración			Ac1	Ac3
1100-1250	870 - 900	850 - 890 Enfriar al aire	850 - 890 Enfriar en horno	Cementar 925	150 - 250	724	840

Características

Acero de bajo contenido de carbono, de fácil mecanizado y buena soldabilidad. De baja dureza para usos convencionales de baja exigencia. Cuando se requiere una superficie muy dura pero un centro tenaz, este acero cementado cumple perfectamente. Estirado en frío mejora sus valores de resistencia mecánica y su maquinabilidad.

Aplicaciones

Bases de matrices, soportes, engranajes, flanges, pernos de anclaje, ejes, cadenas, bujes, tornillería corriente y pasadores de baja resistencia. Por su ductilidad es ideal para procesos de transformación en frío como doblar, estampar, recalcar, entre otros.

(Ferrocortes S.A.S.)

ANEXO C. PROPIEDADES DEL ACERO AISI SAE 1045

Home Barras AISI / SAE 1045

Formas y color:

● ■ ●

Estado de Suministro

Forjado

Laminado con tolerancia DIN 1013

Trefilado con tolerancia ISO 266-2 h11

Composición química (% en peso)

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0.43	0.15	0.60	-	-
0.50	0.35	0.90	0.040	0.50

Densidad: 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

Propiedades Mecánicas mínimas estimadas SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alargamiento en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad ¹²¹² EF = 100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	570	82700	310	45000	16	40	163	55
Estirado en frío	630	91400	530	76900	12	35	179	

Tratamientos Térmicos recomendados (Valores en °C)


Forjado	Normalizado	Recocido		Templado	Revenido	T ^o Crítica aproximada	
		Ablandamiento	Regeneración			Ac1	Ac3
1050-1200	870 - 890	650 - 700 Enfriar al aire	800 - 850 Enfriar en horno	820-850 Agua 830-860 Aceite	300-670	730	785

Características

Acero de mediano contenido de carbono, utilizado ampliamente en elementos estructurales que requieren de mediana resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo. Posee baja soldabilidad, buena maquinabilidad y excelente forjabilidad.

Aplicaciones

Es utilizado para todo tipo de elementos que requieren de dureza y tenacidad como ejes, manivelas, chavetas, pernos, tuercas, cadenas, engranajes de baja velocidad, espárragos, acoplamientos, bielas, pasadores, cigüeñales y piezas estampadas. Puede ser sometido a temple y revenido.




(Ferrocortes S.A.S.)

ANEXO D. PROPIEDADES DEL ACERO AISI SAE 4140

Home Barras AISI / SAE 4140

Formas y color:



Estado de Suministro

Laminado con tratamiento térmico de bonificado, tolerancia DIN 1013 (Negro)

Laminado sin tratamiento térmico de bonificado, tolerancia DIN 1013 (Toronado – Calibrado)

Forjado

Composición química (% en peso)

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Cr	%Mo
0.38	0.15	0.75	-	-	0.80	0.15
0.43	0.35	1.00	0.035	0.040	1.10	0.25

Densidad: 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

Propiedades Mecánicas mínimas estimadas SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alarga/ en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad ^{1212 EF} =100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	614	89000	427	62000	26	57	187	70
Estirado en frío	703	102000	620	90000	18	50	223	
Templado y revenido*	1172	170000	1096	159000	16	50	341	-

* Sólo como guía, pues dependen de variables como composición química real, temperaturas de tratamiento, diámetro de la barra.

Tratamientos Térmicos recomendados (Valores en °C)

Forjado	Normalizado	Recocido		Templado	Revenido	°T Crítica aproximada	
		Ablandaf.	Regeneración			Ac1	Ac3
1050-1200	870 - 900	680 – 720	815 – 850 Enfriar en horno	830-850 Agua/Aceite	500 - 650	750	790

Características

Acero de baja aleación al Cromo Molibdeno. Se suministra con o sin tratamiento de bonificado (temple y revenido). Se utiliza en forma general en la fabricación de piezas de medianas dimensiones que requieran alta resistencia mecánica y tenacidad. Buena resistencia a torsión y fatiga. Buena maquinabilidad y baja soldabilidad.

Aplicaciones

Es utilizado en piezas de medianas dimensiones que exigen elevada dureza, resistencia mecánica y tenacidad, tales como ejes, pasadores, cigüeñales, barras de torsión, engranajes de baja velocidad, tuercas y pernos sometidos a grandes esfuerzos, árboles de transmisión, émbolos, bielas y rotores.

(Ferrocortes S.A.S.)

ANEXO E. SOLDADURA WEST-ARCO AWS E6013

SW 613



ELECTRODOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO

IDENTIFICACIÓN : WESTARCOE6013
CLASIFICACIÓN : AWSE6013
ESPECIFICACIÓN : AWSA5.1, NTC 2191, ASME SFA5.1
APROBADO : ABS (Grado 1)

CARACTERÍSTICAS SOBRESALIENTES

El revestimiento es a base de rutilo y potasio, lo cual le da muy buena estabilidad, inclusive al trabajar con corriente alterna en equipos de bajo voltaje de circuito abierto.

APLICACIONES TÍPICAS

Carrocerías, muebles metálicos, ductos de aire acondicionado, rejas, ventanas y ornamentación en general. Puede usarse en tanques y estructuras teniendo en cuenta las limitaciones establecidas en los códigos de construcción aplicables.

RECOMENDACIONES PARA SU APLICACIÓN

Se utiliza en corriente alterna o continua, polaridad negativa (-) o positiva (+). Lleve el arco corto y una velocidad de avance adecuada al tipo de junta y al diámetro que emplee. Al soldar en filete horizontal mantenga el electrodo con un ángulo de elevación de 50 a 70° con relación a la platina inferior y una inclinación de 10 a 20° en la dirección de avance. Entre más delgada la platina y mayor corriente, se debe usar un ángulo de elevación mayor para evitar recalentamiento de la platina vertical.

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO

Resistencia a la tracción:	42 - 52Kg/mm ² (60 - 74 Ksi)
Límite de fluencia:	34 - 45Kg/mm ² (48 - 65 Ksi)
Elongación:	22 - 29%
Resistencia al impacto Charpy en V a 20°C:	50 - 110 joules.

NOTA: Ensayos realizados según AWS A5.1

DIMENSIÓN	AMPERAJES RECOMENDADOS
2.4 X 300 mm (3/32")	50 - 90 A
2.4 X 350 mm (3/32")	50 - 90 A
3.2 X 350 mm (1/8")	80 - 120 A
4.0 X 350 mm (5/32")	110 - 160 A
4.8 X 450 mm (3/16")	130 - 210 A
6.4 X 450 mm (1/4")	200 - 300 A

EMPAQUE: Caja de 20 Kg peso neto.

Ver recomendaciones de almacenamiento al final del catálogo.

(West Arco)

ANEXO F. SOLDADURA WEST-ARCO AWS E7018

WIZ 18 S



ELECTRODOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO

IDENTIFICACIÓN : WEST ARCO E7018 S
 CLASIFICACIÓN : AWS E7018
 ESPECIFICACIÓN : AWS A5.1, NTC 2191, ASME SFA5.1
 APROBADO : ABS (Grado 3H, 3Y), Lloyd 's (Grado 3)

CARACTERÍSTICAS SOBRESALIENTES

El WIZ 18 S es un electrodo cuyo revestimiento es de tipo básico, bajo hidrógeno, para ser utilizado con corriente directa, polaridad positiva (+) o con corriente alterna (78 OCV mínimo). Debido al polvo de hierro, tiene una alta tasa de deposición y bajas pérdidas por salpicaduras. Su extremo de arco grafitizado le da un excelente encendido. El depósito de soldadura da una excelente calidad radiográfica.

APLICACIONES TÍPICAS

Se utiliza para soldaduras de acero al carbono de hasta 70.000 lbs/pulg² de resistencia a la tensión, en aplicaciones en estructuras, tuberías y tanques a presión, calderas, vagones de ferrocarril, etc.

RECOMENDACIONES PARA SU APLICACIÓN

Al soldar con WIZ 18 S se debe mantener un arco corto, evitando movimientos bruscos del electrodo. Al usar corriente alterna, el transformador debe tener por lo menos 78V en vacío. En posiciones diferentes a la planta deben utilizarse electrodos de 5/32" (4mm) ó de menor diámetro.

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO

Resistencia a la tracción:	51 - 59Kg/mm ² (72 - 84 Ksi)
Límite de fluencia:	43 - 51Kg/mm ² (62 - 72 Ksi)
Elongación:	24 - 36%
Resistencia al impacto Charpy en V a -29°C:	70 joules.

NOTA: Ensayos realizados según AWS A5.1

COMPOSICIÓN QUÍMICA TÍPICA DEL METAL DEPOSITADO

Carbono	0.05 - 0.10%	Manganeso	1.00 - 1.40%
Silicio	0.40 - 0.65%	Fósforo	0.035% máx.
Azufre	0.035% máx.		

DIMENSIÓN	AMPERAJES RECOMENDADOS
2.4 X 300 mm (3/32")	70 - 100 A
2.4 X 350 mm (3/32")	70 - 100 A
3.2 X 350 mm (1/8")	100 - 145 A
3.2 X 450 mm (1/8")	100 - 145 A
4.0 X 350 mm (5/32")	135 - 200 A
4.0 X 450 mm (5/32")	135 - 200 A
4.8 X 350 mm (3/16")	170 - 270 A
4.8 X 450 mm (3/16")	170 - 270 A
6.4 X 450 mm (1/4")	240 - 400 A

EMPAQUE: Caja de 20 Kg peso neto.

Ver recomendaciones de almacenamiento al final del catálogo.

(West Arco)

ANEXO G. TABLA DE PAR DE APRIETE DE PERNOS METRICOS




Tamaño de pernos	Clase 5.8		Clase 8.8		Clase 10.9	
	N·m	LB·FT	N·m	LB·FT	N·m	LB·FT
M 5 x 0.8	4	3	6	5	9	7
M 6 x 1	7	5	11	8	15	11
M 8 x 1.25	17	12	26	19	36	27
M 10 x 1.5	33	24	52	39	72	53
M 12 x 1.75	58	42	91	67	125	93
M 14 x 2	92	68	145	105	200	150
M 16 x 2	145	105	225	165	315	230
M 18 x 2.5	195	145	310	230	405	300
M 20 x 2.5	280	205	440	325	610	450
M 24 X 3	480	355	760	560	1050	780

Identifique los pernos métricos por el número de a clase sellado en la cabeza o en la tuerca. Los números más altos indican mayor fuerza.

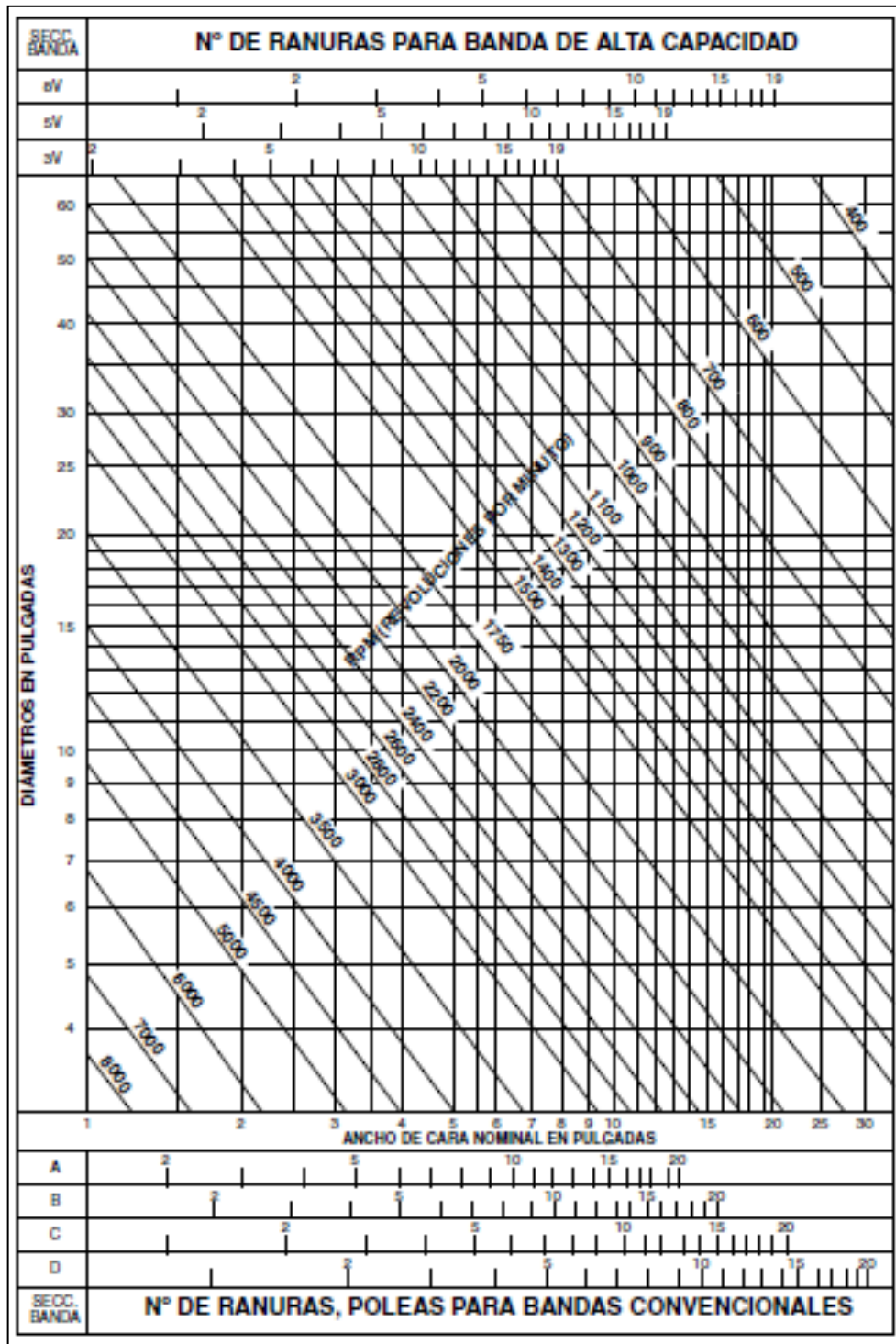
ANEXO H. TABLA DE PAR DE APRIETE DE PERNOS ESTÁNDAR

Tamaño del perno	Grado 2		Grado 5		Grado 8	
	N·m	LB·FT	N·m	LB·FT	N·m	LB·FT
5/16-18	15	11	24	17	33	25
3/8-16	27	20	42	31	59	44
7/16-14	43	32	67	49	95	70
1/2-13	66	49	105	76	145	105
9/16-12	95	70	150	110	210	155
5/8-11	130	97	205	150	285	210
3/4-10	235	170	360	265	510	375
7/8-9	225	165	585	430	820	605
1-8	340	250	875	645	1230	910

Identificación de pernos estándar

 Grado 2 Sin marcas
  Grado 5 3 Marcas
  Grado 8 6 Marcas

ANEXO I. TABLA DE BALANCEO ESTÁTICO PARA POLEAS



(Martin, Sprocket & Gear, Inc., 2013)

ANEXO J. TABLA DE DATOS TÉCNICOS NOMINALES DE MOTORES SIEMENS

Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia η %	Factor de potencia Cos ϕ	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m ²	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001108	1LA7 070-4YC60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	66	0,77	1640	1,74	1,8	2,8	0,0006	4,7
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	112M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	112M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	112M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132S/M	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132S/M	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA5 164-4YB70	160 MIL	20	14,92	1,15	53	26,50	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA5 167-4YC70	160 MIL	25	18,65	1,15	64	32,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA4 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA4 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA4 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA4 207-4YC80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	91,3	0,84	1760	202,38	2,7	6,8	0,24	250
25000001133	1LA6 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	148	74,00	96,2	0,86	1765	242,17	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA6 224-4YC80	225M	75	55,95	1,15	188	94,00	92,7	0,86	1780	300,16	2	5,1	0,52	321
26697 ¹⁾	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698 ¹⁾	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520
26699 ¹⁾	1LG4 283-4AA60	280M	150	111,90	1,00		177,50	94,6	0,86	1785	579	2,5	7,4	1,47	565
26700 ¹⁾	1LG4 310-4AA60	315S	200	150	1,00		240,00	94,5	0,84	1783	707	2,6	6,5	2	700
26701 ¹⁾	1LG4 313-4AA60	315M	225	168	1,00		265,20	94,8	0,85	1783	848	2,8	6,9	2,46	775
26702 ¹⁾	1LG4 316-4AA90-Z	315L	275	205	1,10		323,10	95,4	0,86	1783	1.028	2,8	6,9	3,01	955
26703 ¹⁾	1LG4 317-4AA90-Z	315L	350	261	1,10		409,50	95,7	0,88	1785	1.285	2,8	7	3,91	1050

1) Para tensión de servicio a 220V, favor consultar.
2) Motores de fabricación bajo pedido.
3) Consultar tiempo de entrega.

(SIEMENS S.A., 2013)

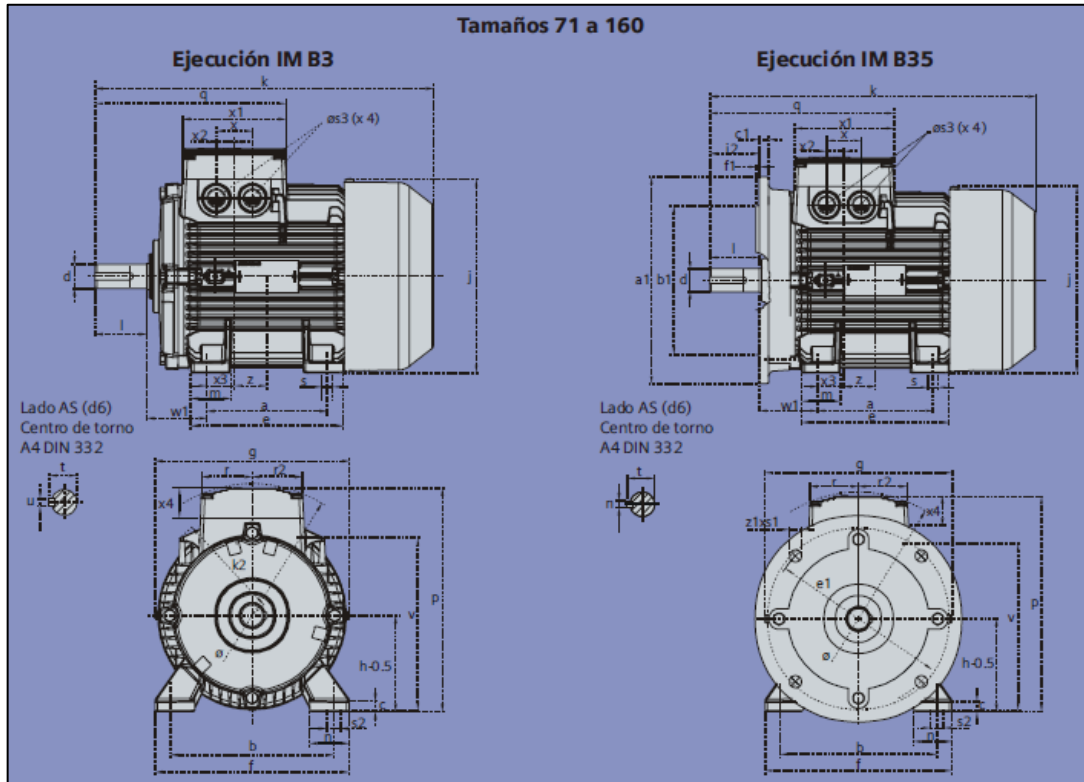
ANEXO K. TABLA DE MEDIDAS PARA MONTAJE DE MOTORES SIEMENS

Medidas para montaje (dimensiones en mm)																						
Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						medidas de la forma constructiva IM B3								Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35							
	l	d	t	u	g	g ₁	p/p ₂	k	a	b	h	w ₁	s	e	f	a1	b1	c1	e1	f1	s1	k
071	30	14	16,1	5	148	-	178,5	240	90	112	71	45	7	107,5	132	160	110	5,5	130	3,5	10,5	231
080	40	19	21,5	6	163	-	193,5	273,5	100	125	80	50	9,5	119,5	150	200	130	8	165	3,5	13	283
090 S	50	24	26,9	8	181	-	211,5	331	100	140	90	56	10	114,5	165	200	130	7	165	3,5	13	324
090 L	50	24	26,9	8	181	-	211,5	331	125	140	90	56	10	144,5	165	200	130	7	165	3,5	13	324
112 M	60	28	31,0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14,5	388
132 S	80	38	41,3	10	264,5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481
132 M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	4,5	491
160 M	110	42	45,0	12	320	-	365,5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
160 L	110	42	45,0	12	320	-	365,5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
180 M	110	48	51,5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653
180 L	110	48	51,5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	250	13	300	5	18	691
200 L	110	55	59,0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225 S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17,5	*830
225 M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17,5	*830
250 M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17,5	930
280 S	140	*75	*79,5	*20	575	-	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17,5	1005
280 M	140	*75	*79,5	*20	575	-	735	1005	419	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17,5	1005
315 S ¹⁾	140	65	69	18	645	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110	
315 S ²⁾	170	85	85	22	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 M ¹⁾	140	65	69	18	645	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110	
315 M ²⁾	170	80	85	22	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 L ¹⁾	140	65	69	18	645	-	1250	508	508	315	216	28	578	628	660	550	22	600	6	22	1250	
315 L ²⁾	170	80	85	22	-	-	1280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1280

1) Motores de dos polos
2) Motores de 4 a 8 polos
* Para motores de dos polos cambian las siguientes medidas:
- Tamaño constructivo 225 M: l=110; d=55; t=59; u=16 mm.; k=800.....
- Tamaño constructivo 250 M: d=60; t=64.....
- Tamaño constructivo 280 S: d=65; t=69; u=18 mm.

(SIEMENS S.A., 2013)

ANEXO L. DIMENSIONES DEL MOTOR SIEMENS



(SIEMENS S.A., 2013)

ANEXO M. TOLERANCIAS DE POLEAS CONVENCIONALES

TOLERANCIAS DE POLEAS CONVENCIONALES	
Diámetro Exterior	
Menor de 12.00"	± .020"
12.00" a 23.99"	± .040"
24.00" a 57.99"	± .060"
58.00" a 71.99"	± .120"
Mayor de 72.00"	± .250"
Excentricidad del Diámetro Exterior	
Menor de 10.00" D.P.	.010"
10.01" a 60.00" D.P.	.010" más .0005" por pulgada de D.P.
Mayor de 60.00" D.P.	Añada .001" por cada pulgada de D.P.
Oscilación y Carrera Lateral	
20.00" D.P. y Menor	no exceder .001 por pulgada de D.P.
20.00" a 60.00" D.P.	Añada .0005" por cada pulgada de D.P. hasta las 60.00"
Mayor a 60.00" D.P.	Añada .001" por cada pulgada de D.P. arriba de las 60.00"

<p>Ancho de la Cara de las Poleas en Existencia y Estándar</p> <p>Ancho de la cara = $S(N-1) + 2E$ Donde: N = Número de Ranuras</p>

(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

ANEXO N. DIMENSIONES DE LAS POLEAS ESTÁNDAR

Poleas Estándar									
Banda	Diámetro de Paso Mínimo Recomendado	Rango D.P.	a Ángulo de la Ranura	Dimensiones de las Ranuras					
				W	D ± .031	X	S* ± .031	E	
A	3.0	2.6 - 5.4 Mayor de 5.4	34° 38°	.494 .504 ± .005	.490	.250	.625	.375	+ .070 - .000
B	5.4	4.6 - 7.0 Mayor de 7.0	34° 38°	.637 .650 ± .005	.580	.350	.750	.500	+ .150 - .000
A - B	A 3.0 B 5.4	3.4 - 6.8 Mayor de 6.8	34° 38°	.612 .625 ± .005	.625	.350	.750	.500	+ .150 - .000
C	9.0	7.0 - 7.99 8.0 - 12.0 Mayor de 12.0	34° 36° 38°	.879 .887 ± .007 .895	.780	.400	1	.688	+ .150 - .000
D	13.0	12.0 - 12.99 13.0 - 17.0 Mayor de 17.0	34° 36° 38°	1.259 1.271 ± .007 1.283	1.050	.600	1.438	.875	+ .250 - .000
E	21.0	18.0 - 24.0 Mayor de 24.0	36° 38°	1.527 1.542 ± .010	1.300	.800	1.75	1.123	+ .250 - .000

(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

ANEXO O. LUBRICANTES RECOMENDADOS

LUBRICANTE	TIPO	ESPECIFICACIÓN	VISCOSIDAD ASTM D 445, a 40°C	PTO. DE INFLAMACIÓN, ASTM D 92
MOTUL GEAR 300	SAE 75W- 90	API GL-5	120 cSt	205 °C
VALVOLINE SYNPOWER TDL	SAE 75W- 90	API GL-3 API GL-4 API GL-5	101 cSt	194°C
GRASA SKF LGMT 2M			110 cSt	

(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

ANEXO P. ADHESIVOS RECOMENDADOS PARA LAS UNIONES LIQUIDAS

PRODUCTO	TIPO	COLOR	TIEMPO DE CURA
LOCTITE®	271	ROJO	2 HORAS
	241	AZUL	6 HORAS
	221	VIOLETA	6HORAS
THREE BOND	1334	ROJO	6 HORAS
	1305	VERDE	6 HORAS
	1341	AZUL	10 HORAS

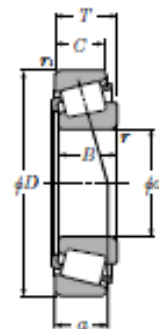
(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

ANEXO Q. ADHESIVOS RECOMENDADOS PARA LAS JUNTAS QUÍMICAS

PRODUCTO	TIPO
LOCTITE®	174
	574
	518
	5699
SILICON NEUTRO DOW CORNING	780
THREE BOND	1216

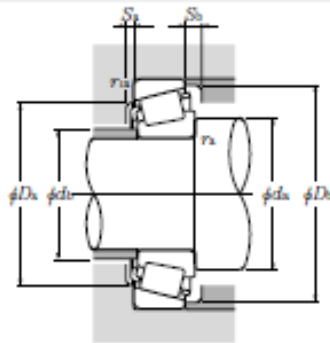
(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

ANEXO R. CATALOGO DE SELECCIÓN DE RODAMIENTOS NTN



d 15 ~ 30mm

d	Dimensiones principales						Capacidad básica de carga				Velocidades límites		Números de rodamientos
	D	T	B	C	$r_{max}^{(1)}$	$r_{min}^{(1)}$	dinámica kN	estática kN	dinámica kgf	estática kgf	grasa	aceite	
15	42	14.25	13	11	1	1	23.2	20.8	2 370	2 120	9 900	13 000	4T-30302
17	40	13.25	12	11	1	1	20.5	20.3	2 090	2 070	9 900	13 000	4T-30203
	40	17.25	16	14	1	1	27.3	28.3	2 790	2 880	9 900	13 000	4T-32203
	40	17.25	16	14	1	1	26.2	28.2	2 670	2 870	9 900	13 000	4T-32203R ⁽²⁾
	47	15.25	14	12	1	1	28.9	26.3	2 940	2 680	9 000	12 000	4T-30303
20	42	15	15	12	0.6	0.6	24.9	27.9	2 540	2 840	9 500	13 000	4T-32004X
	47	15.25	14	12	1	1	28.2	28.7	2 870	2 930	8 800	12 000	4T-30204
	47	19.25	18	15	1	1	36.5	39.5	3 700	4 000	8 800	12 000	4T-32204
	52	16.25	16	13	1.5	1.5	35.5	34.0	3 600	3 450	8 000	11 000	4T-30304A
	52	16.25	16	12	1.5	1.5	31.0	31.0	3 150	3 150	7 600	10 000	4T-30304CA
52	22.25	21	18	1.5	1.5	46.5	48.5	4 750	4 950	8 000	11 000	4T-32304	
22	44	15	15	11.5	0.6	0.6	27.0	31.5	2 760	3 250	8 900	12 000	4T-320/22X
25	47	15	15	11.5	0.6	0.6	27.8	33.5	2 830	3 450	7 900	11 000	4T-32005X
	47	17	17	14	0.6	0.6	32.5	40.5	3 300	4 150	8 000	11 000	4T-33005
	52	16.25	15	13	1	1	31.5	34.0	3 200	3 450	7 300	9 800	4T-30205
	52	19.25	18	16	1	1	42.0	47.0	4 300	4 800	7 300	9 800	4T-32205
	52	19.25	18	15	1	1	38.0	43.0	3 850	4 400	7 300	9 800	4T-32205R ⁽²⁾
	52	19.25	18	15	1	1	38.0	46.5	3 900	4 750	7 100	9 400	4T-32205C
	52	19.25	18	15	1	1	34.5	42.0	3 500	4 250	7 100	9 400	4T-32205CR ⁽²⁾
	52	22	22	18	1	1	47.5	57.5	4 850	5 850	7 300	9 800	4T-33205
	62	18.25	17	15	1.5	1.5	48.5	47.5	4 950	4 850	6 700	8 900	4T-30305
	62	18.25	17	14	1.5	1.5	41.5	41.5	4 250	4 250	6 400	8 500	4T-30305C
62	18.25	17	13	1.5	1.5	40.5	43.5	4 150	4 450	5 900	7 800	4T-30305D	
62	25.25	24	20	1.5	1.5	61.5	64.5	6 250	6 600	6 700	8 900	4T-32305	
28	52	16	16	12	1	1	33.0	40.5	3 400	4 150	7 300	9 700	4T-320/28X
	58	24	24	19	1	1	58.0	69.5	5 950	7 100	6 700	8 900	4T-332/28
30	55	17	17	13	1	1	37.5	46.0	3 800	4 700	6 900	9 200	4T-32006X
	55	20	20	16	1	1	42.5	54.0	4 300	5 500	6 900	9 200	4T-33006
	62	17.25	16	14	1	1	43.5	48.0	4 450	4 900	6 300	8 400	4T-30206
	62	21.25	20	17	1	1	54.5	64.0	5 600	6 550	6 300	8 400	4T-32206
	62	21.25	20	17	1	1	50.0	60.0	5 100	6 100	6 100	8 100	4T-32206C
	62	25	25	19.5	1	1	65.0	77.0	6 600	7 850	6 300	8 400	4T-33206
72	20.75	19	16	1.5	1.5	60.0	61.0	6 100	6 200	5 700	7 600	4T-30306	



Carga radial equivalente del rodamiento dinámica

$$P_d = X F_r + Y F_a$$

$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y_2

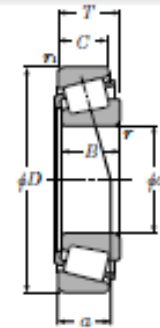
estática

$$P_{st} = 0.5 F_r + Y_0 F_a$$

Quando $P_{st} < P_d$ use $P_{st} = P_d$

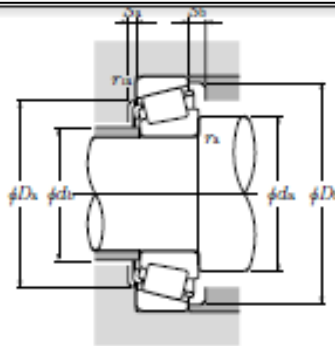
Los valores de e , Y_2 y Y_0 se muestran en la tabla debajo.

Series y dimensiones ISO	Dimensiones de hombros y filetes										Centro de carga mm	Constante e	Factores de carga axial		Masa kg (aprox.)
	d_a min	d_b max	D_a max	D_b min	S_a min	S_b min	r_a max	r_b max	e	Y_2			Y_0		
2FB	20.5	22	36.5	35	38	2	3	1	1	9.5	0.29	2.11	1.16	0.098	
2DB	22.5	23	34.5	33	37	2	2	1	1	9.5	0.35	1.74	0.96	0.08	
2DD	22.5	23	34.5	33	37	2	3	1	1	11.5	0.31	1.92	1.06	0.102	
	22.5	22	34.5	33	36.5	2	3	1	1	11	0.35	1.74	0.96	0.104	
2FB	22.5	24	41.5	40	42	3	3.5	1	1	10.5	0.29	2.11	1.16	0.134	
3CC	24.5	25	37.5	36	39	3	3	0.6	0.6	10.5	0.37	1.60	0.88	0.097	
2DB	25.5	27	41.5	40	44	2	3	1	1	11.5	0.35	1.74	0.96	0.127	
2DD	25.5	26	41.5	39	43	2	4	1	1	12.5	0.33	1.81	1.00	0.16	
2FB	28.5	28	43.5	42.5	47.5	3	3	1.5	1.5	10.5	0.30	2.00	1.10	0.176	
	28.5	27.5	43.5	39.5	48	3	4	1.5	1.5	13.5	0.55	1.10	0.60	0.17	
2FD	28.5	27	43.5	43	47	3	4	1.5	1.5	14	0.30	2.00	1.10	0.245	
3CC	26.5	27	39.5	38	41	3	3.5	0.6	0.6	11	0.40	1.51	0.83	0.106	
4CC	29.5	30	42.5	40	44	3	3.5	0.6	0.6	12	0.43	1.39	0.77	0.114	
2CE	29.5	29	42.5	40	43.5	3	3	0.6	0.6	11	0.29	2.07	1.14	0.13	
3CC	30.5	31	46.5	44	48	2	3	1	1	12.5	0.37	1.60	0.88	0.154	
2CD	30.5	31	46.5	43	48	2	4	1	1	14	0.36	1.67	0.92	0.187	
	30.5	31	46.5	43	48	2	4	1	1	13.5	0.37	1.60	0.88	0.181	
5CD	30.5	30	46.5	42	49	2	4	1	1	16	0.58	1.03	0.57	0.19	
	30.5	30	46.5	42	49	2	4	1	1	16	0.55	1.10	0.60	0.19	
2DE	30.5	30	46.5	43	49	4	4	1	1	14	0.35	1.71	0.94	0.217	
2FB	33.5	34	53.5	52	57	3	3	1.5	1.5	13	0.30	2.00	1.10	0.272	
	33.5	34	53.5	48	58	3	4	1.5	1.5	16	0.55	1.10	0.60	0.264	
7FB	33.5	34	53.5	45.5	58.5	3	5	1.5	1.5	20	0.83	0.73	0.40	0.284	
2FD	33.5	32	53.5	52	57	3	5	1.5	1.5	16	0.30	2.00	1.10	0.381	
4CC	33.5	33	46.5	45	49	3	4	1	1	12.5	0.43	1.39	0.77	0.146	
2DE	33.5	34	52.5	49	55	5	5	1	1	15.5	0.34	1.77	0.97	0.293	
4CC	35.5	35	49.5	48	52	3	4	1	1	13.5	0.43	1.39	0.77	0.166	
2CE	35.5	35.5	49.5	46.5	52	3	4	1	1	13	0.29	2.06	1.13	0.201	
3DB	35.5	37	56.5	53	57	2	3	1	1	13.5	0.37	1.60	0.88	0.241	
3DC	35.5	37	56.5	52	58	2.5	4	1	1	15.5	0.37	1.60	0.88	0.301	
5DC	35.5	35	56.5	49	59.5	2	5	1	1	18.5	0.56	1.07	0.59	0.294	
2DE	35.5	36	56.5	53	59	5	5.5	1	1	16	0.34	1.76	0.97	0.344	
2FB	38.5	40	63.5	62	66	3	4.5	1.5	1.5	15	0.31	1.90	1.05	0.408	



d 30 ~ 45mm

d	Dimensiones principales mm						Capacidad básica de carga				Velocidades límites r.p.m.		Números de rodamientos
	D	T	B	C	r _{max} ¹⁾	r _{min} ¹⁾	C _d	C _e	C _d	C _e	grasa	aceite	
30	72	20.75	19	15	1.5	1.5	58.5	58.5	6 000	5 950	5 500	7 300	4T-30306CA
	72	20.75	19	14	1.5	1.5	48.5	51.5	4 950	5 250	5 000	6 700	4T-30306D
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	81.0	90.0	8 250	9 150	5 700	7 600	4T-32306
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	79.0	94.0	8 050	9 550	5 500	7 300	* 4T-32306C
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	70.0	88.5	7 150	9 050	5 500	7 300	4T-32306CR ²⁾
32	58	17	17	13	1	1	37.0	46.5	3 750	4 750	6 600	8 700	4T-320/32X
	65	26	26	20.5	1	1	70.5	85.0	7 200	8 650	6 000	8 000	4T-332/32
	75	29.75	28	23	1.5	1.5	84.0	102	8 600	10 400	5 200	6 900	4T-323/32C
35	55	14	14	11.5	0.6	0.6	27.4	37.5	2 790	3 850	6 800	9 000	32907XU
	62	18	18	14	1	1	41.5	52.5	4 250	5 350	6 100	8 100	4T-32007X
	62	21	21	17	1	1	50.5	66.5	5 150	6 800	6 100	8 100	4T-33007
	72	18.25	17	15	1.5	1.5	55.5	61.5	5 650	6 250	5 500	7 400	4T-30207
	72	24.25	23	19	1.5	1.5	72.5	87.0	7 400	8 900	5 500	7 400	4T-32207
	72	24.25	23	19	1.5	1.5	68.0	85.5	6 950	8 750	5 300	7 100	4T-32207C
	72	24.25	23	18	1.5	1.5	62.0	78.5	6 300	8 000	5 300	7 100	4T-32207CR ²⁾
	72	28	28	22	1.5	1.5	87.5	109	8 900	11 200	5 500	7 400	4T-33207
	80	22.75	21	18	2	1.5	75.0	77.0	7 650	7 900	5 000	6 600	4T-30307
	80	22.75	21	17	2	1.5	66.5	68.5	6 750	7 000	4 800	6 400	4T-30307C
	80	22.75	21	15	2	1.5	63.5	70.0	6 450	7 100	4 400	5 800	4T-30307D
80	32.75	31	25	2	1.5	101	115	10 300	11 700	5 000	6 600	4T-32307	
80	32.75	31	25	2	1.5	93.0	117	9 500	12 000	4 800	6 400	4T-32307C	
40	62	15	15	12	0.6	0.6	32.5	48.0	3 350	4 900	5 900	7 800	32908XU
	68	19	19	14.5	1	1	50.0	65.5	5 100	6 650	5 300	7 100	4T-32008X
	68	22	22	18	1	1	59.5	82.5	6 050	8 400	5 300	7 100	4T-33008
	75	26	26	20.5	1.5	1.5	79.5	103	8 100	10 500	5 200	6 900	4T-33108
	80	19.75	18	16	1.5	1.5	61.0	67.0	6 250	6 850	4 900	6 600	4T-30208
	80	24.75	23	19	1.5	1.5	79.5	93.5	8 100	9 550	4 900	6 600	4T-32208
	80	32	32	25	1.5	1.5	103	132	10 500	13 400	4 900	6 600	4T-33208
	85	33	32.5	28	2.5	2	118	144	12 000	14 700	4 600	6 200	4T-T2EE040
	90	25.25	23	20	2	1.5	91.5	102	9 350	10 400	4 400	5 900	4T-30308
	90	25.25	23	19	2	1.5	83.0	87.0	8 450	8 900	4 200	5 600	4T-30308C
	90	25.25	23	17	2	1.5	77.0	85.5	7 850	8 700	3 900	5 200	4T-30308D
	90	35.25	33	27	2	1.5	122	150	12 500	15 300	4 400	5 900	32308U
90	35.25	33	27	2	1.5	110	140	11 300	14 300	4 200	5 600	4T-32308C	
45	68	15	15	12	0.6	0.6	33.5	51.5	3 450	5 250	5 300	7 000	* 32909XU



Carga radial equivalente del rodamiento dinámica

$$F_r = X F_r + Y F_a$$

$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y ₂

estática

$$F_{Pr} = 0.5 F_r + Y_0 F_a$$

Cuando $F_{Pr} < F_r$ uso $F_{Pr} = F_r$

Los valores de e , Y_2 y Y_0 se muestran en la tabla debajo.

Series y dimensiones ISO	Dimensiones de hombros y filetes									Centro de carga mm	Constante e	Factores de carga axial		Masa kg (aprox.)
	d _s min	d _s max	D _s max	D _s min	D _h min	S _a min	S _b min	r _{sa} max	r _{sb} max			Y ₂	Y ₀	
7FB 2FD 5FD	38.5	39.5	63.5	57	67	3	5.5	1.5	1.5	17.5	0.47	1.27	0.70	0.398
	38.5	39	63.5	55	68	3	6.5	1.5	1.5	23.5	0.83	0.73	0.40	0.398
	38.5	38	63.5	59	66	3	5.5	1.5	1.5	18.5	0.31	1.90	1.05	0.583
	38.5	37	63.5	57	68	2	5.5	1.5	1.5	23	0.55	1.10	0.60	0.592
38.5	37	63.5	57	67.5	2	5.5	1.5	1.5	23	0.61	0.99	0.54	0.594	
4CC 2DE 5FD	37.5	38	52.5	50	55	3	4	1	1	14.5	0.45	1.32	0.73	0.181
37.5	38	59.5	55	62	5	5.5	1	1	17	0.35	1.73	0.95	0.395	
40.5	39	66.5	61	71	3	6.5	1.5	1.5	23	0.55	1.10	0.60	0.659	
2BD 4CC 2CE 3DB 3DC 5DC	39.5	40	50.5	48	52.5	2.5	2.5	0.6	0.6	10.5	0.29	2.06	1.13	0.121
40.5	40	56.5	54	59	4	4	1	1	15.5	0.45	1.32	0.73	0.224	
40.5	40.5	56.5	52	59	3	4	1	1	14	0.31	1.97	1.08	0.263	
43.5	44	63.5	62	67	3	3	1.5	1.5	15	0.37	1.60	0.88	0.344	
43.5	43	63.5	61	67	3	5	1.5	1.5	17.5	0.37	1.60	0.88	0.457	
43.5	42	63.5	59	68	3	6	1.5	1.5	21.5	0.58	1.03	0.57	0.461	
43.5	42	63.5	59	68	3	6	1.5	1.5	20.5	0.55	1.10	0.60	0.461	
2DE 2FB	43.5	42	63.5	61	68	5	6	1.5	1.5	18.5	0.35	1.70	0.93	0.531
45	45	71.5	70	74	3	4.5	2	1.5	17	0.31	1.90	1.05	0.540	
45	44	71.5	63.5	75.5	3	5.5	2	1.5	20.5	0.55	1.10	0.60	0.517	
7FB 2FE 5FE	45	44	71.5	62	76.5	3	7.5	2	1.5	26	0.83	0.73	0.40	0.530
45	43	71.5	66	74	3	7.5	2	1.5	20.5	0.31	1.90	1.05	0.787	
45	43	71.5	66	76	3	7.5	2	1.5	25	0.55	1.10	0.60	0.797	
2BC 3CD 2BE 2CE 3DB 3DC 2DE 2EE 2FB	44.5	45.5	57.5	54	58.5	3	3	0.6	0.6	11.5	0.29	2.07	1.14	0.161
45.5	46	62.5	60	65	4	4.5	1	1	15	0.38	1.58	0.87	0.273	
45.5	46	62.5	60	64	2.5	4	1	1	15	0.28	2.12	1.17	0.312	
48.5	47	66.5	65	71	4	5.5	1.5	1.5	18	0.36	1.69	0.93	0.494	
48.5	49	71.5	69	75	3	3.5	1.5	1.5	16.5	0.37	1.60	0.88	0.435	
48.5	48	71.5	68	75	3	5.5	1.5	1.5	19	0.37	1.60	0.88	0.558	
48.5	47	71.5	67	76	5	7	1.5	1.5	21	0.36	1.68	0.92	0.728	
52	48	75	70	80	5	5	2	2	22.5	0.34	1.74	0.96	0.907	
50	52	81.5	77	82	3	5	2	1.5	19.5	0.35	1.74	0.96	0.769	
50	50	80	72	85.5	3.5	6	2	1.5	23	0.55	1.10	0.60	0.728	
7FB 2FD 5FD	50	50	81.5	71	86.5	3	8	2	1.5	29.5	0.83	0.73	0.40	0.738
50	50	81.5	73	82	3	8	2	1.5	23	0.35	1.74	0.96	1.08	
50	48	81.5	72	84	3	8	2	1.5	27.5	0.55	1.10	0.60	1.1	
2BC	50	50	63.5	59.5	64.5	3	3	0.6	0.6	12	0.32	1.88	1.04	0.188

(NTN CORPORATION, 2004)

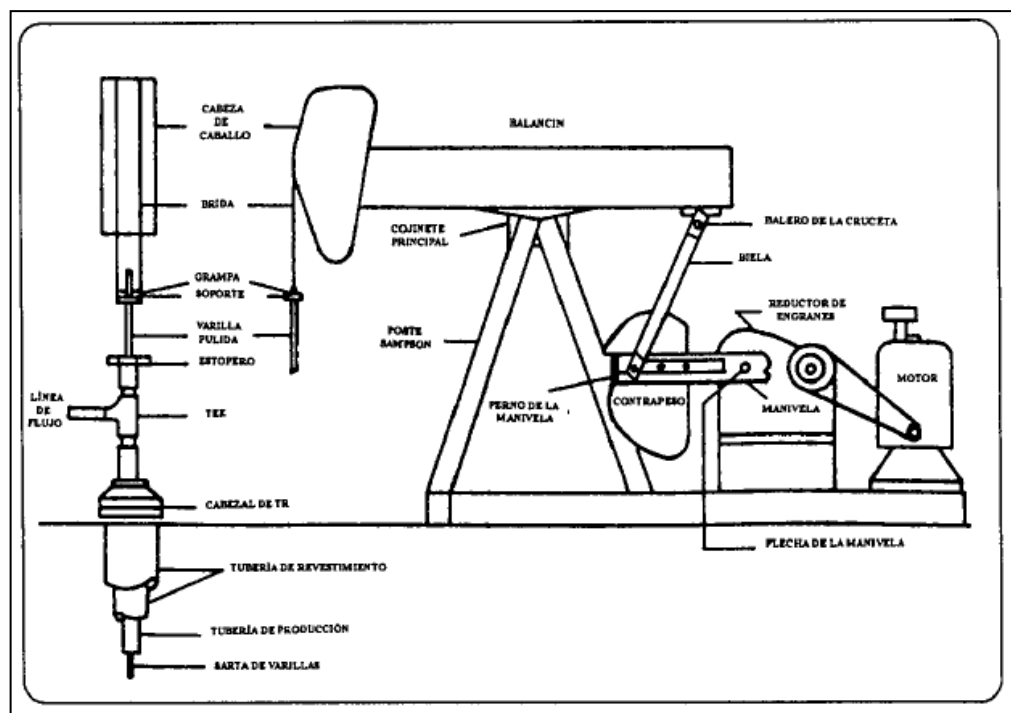
ANEXO S. BOMBEO MECÁNICO

Es uno de los métodos de producción más utilizados (80-90%), el cual su principal característica es la de utilizar una unidad de bombeo para transmitir movimiento a la bomba de subsuelo a través de una sarta de cabillas y mediante la energía suministrada por un motor.

SISTEMA DE BOMBEO MECÁNICO

Las principales partes de un sistema de bombeo mecánico son:

Ilustración 139. Partes Fundamentales de un Sistema de Bombeo Mecánico.



(Bombeo Mecánico, Descripción Diseño y Diagnóstico)

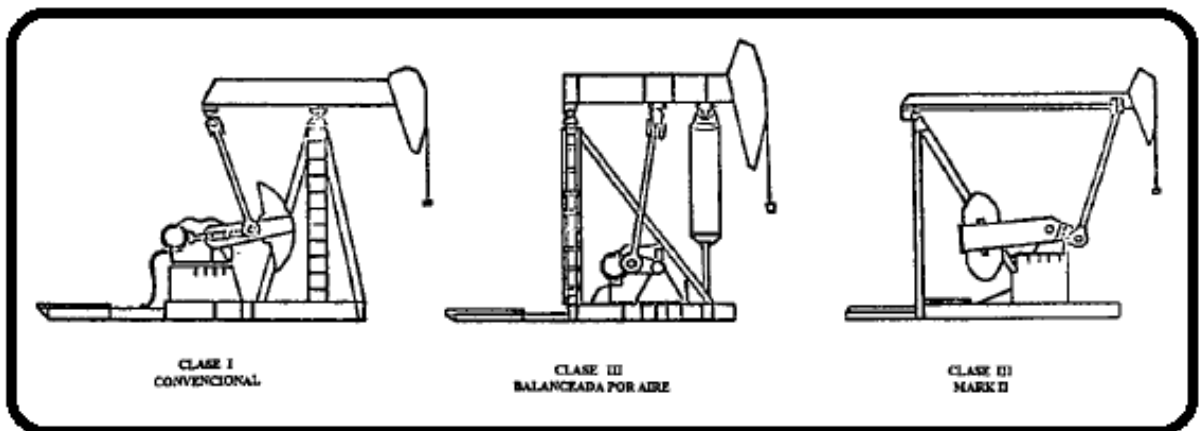
- La Bomba subsuperficial impulsada por varillas.
- La sarta de varillas de succión que transmite el movimiento de bombeo superficial y la potencia a la bomba subsuperficial. También se incluye, si es necesario, la sarta de tubería de producción dentro de la que operan las varillas de succión, la cual conduce a los fluidos bombeados hasta la superficie.

- La Unidad de bombeo que cambia el movimiento rotatorio del motor principal, al movimiento oscilatorio lineal para bombear.
- La unidad de transmisión de potencia o reductor de engranes.
- El motor principal que proporciona la potencia necesaria al sistema.

UNIDAD DE BOMBEO

La unidad de bombeo mecánico es un mecanismo que imparte movimiento recíprocante a la varilla pulida. En la actualidad existen varios tipos de unidades de bombeo. Los componentes en casi todas las unidades son los mismos, lo que varía es el diseño.

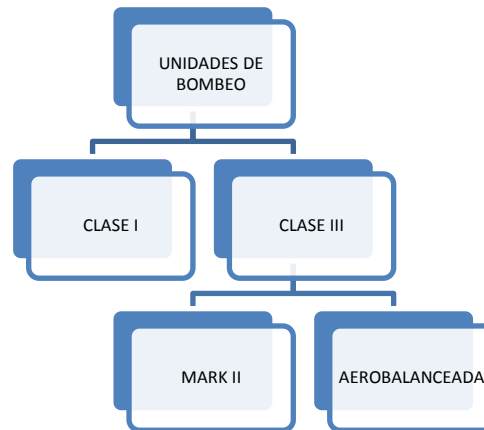
Ilustración 140. Unidades de Bombeo Mecánico



(Bombeo Mecánico, Descripción Diseño y Diagnóstico)

Los diferentes tipos de unidades de bombeo de clasifican de acuerdo con la distribución y localización de los elementos que integran el equipo superficial. De acuerdo con esto se distinguen geometrías diferentes que se clasifican en:

Ilustración 141. Clasificación de las unidades de bombeo.



(Guerrero Fajardo & Sanchez Cespedes, 2014)

Tabla 18. Características de las unidades de bombeo.

Convencional	Balanceda por aire	Mark II
1. Muy eficiente	1. La de menor eficiencia	1. Muy eficiente
2. Muy confiable debido a su diseño simple	2. Las más compleja de las unidades	2. Igual que la convencional
3. La más económica	3. La más costosa	3. Moderadamente costosa

(Portal del Petroleo)

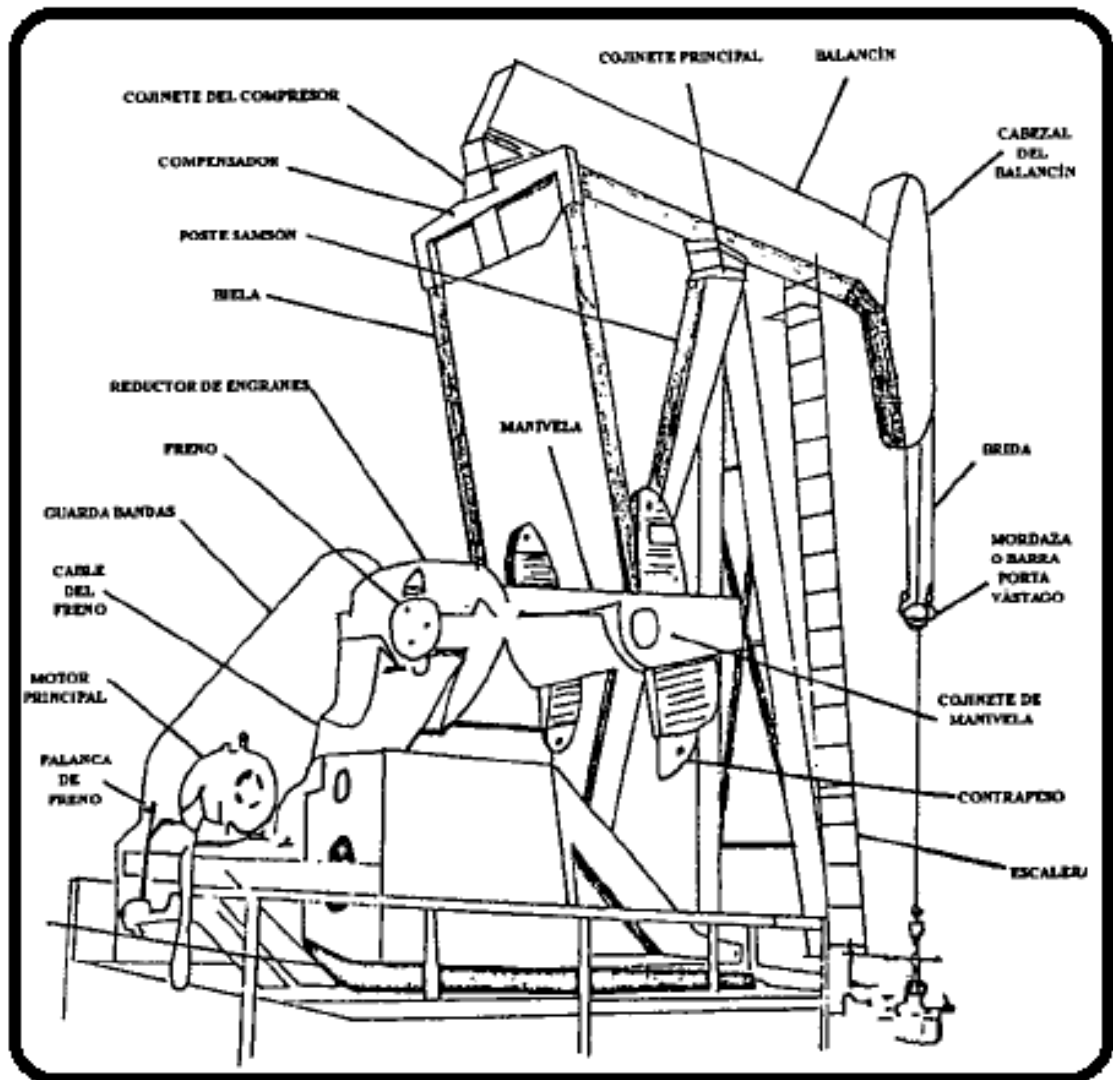
- **CLASE I**

Este tipo de unidades tiene el reductor de engranes colocado en la parte trasera con apoyo a la mitad del balancín, está representada por la **Unidad Convencional**. En la Fig. 4., se aprecia el apoyo cerca del centro, el esfuerzo del motor principal aplicado en el extremo del balancín y la resistencia de la carga del pozo esta aplicada en el extremo opuesto del balancín.

La unidad de bombeo **convencional**, ya sea con contrapesos rotativos o contrapesos en el extremo del balancín, ha sido el tipo de unidad más

usado en los campos petroleros. La rotación de los contrapesos hace que el balancín pivotee el eje del rodamiento central, moviendo la varilla pulida hacia arriba y hacia abajo a través de sus diferentes conexiones. Los contrapesos localizados en la manivela, son bloques pesados de hierro fundido. Estos contrapesos pueden moverse a lo largo de la manivela para producir mayor o menor efecto de contrapeso.

Ilustración 142. Unidad de Bombeo Mecánico Convencional.



(Bombeo Mecánico, Descripción Diseño y Diagnóstico)

Tabla 19. Unidad de Bombeo Tipo Convencional.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Costos de Mantenimiento bajos.	En varias aplicaciones no es tan eficiente como el Mark II u otros tipos de unidades.
Cuesta menos que otras Unidades.	Podría requerir cajas de engranaje más grandes que otros tipos de unidad (especialmente con cabillas de acero).
Usualmente es mejor que el Mark II con sarta de cabillas de fibra de vidrio.	
Puede rotar en sentido horario y Anti horario.	
Puede bombear más rápido que las Unidades Mark II sin problemas.	
Requiere menos contrabalanceo que las Mark II.	

(Theta Enterprises)

ANEXO T. PLANOS

ANEXO U. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO