



Análisis de esfuerzos producidos en el semieje de un vehículo de tracción delantera, en función del tamaño y material del rin y neumático, mediante uso de software CAE.

Salazar Fiallos, Esteban Alejandro

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Automotriz

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz

Ing. Cruz Arcos, Guillermo Mauricio

Latacunga, 16 de agosto del 2021



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, **“Análisis de esfuerzos producidos en el semieje de un vehículo de tracción delantera, en función del tamaño y material del rin y neumático, mediante uso de software CAE”**, fue realizado por el señor **Salazar Fiallos, Esteban Alejandro** el cual ha sido revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 19 de agosto de 2021

Firma:



Firmado electrónicamente por:
GUILLERMO
MAURICIO CRUZ
ARCOS

Ing. Cruz Arcos, Guillermo Mauricio

C. C 0503010555



Document Information

Analyzed document	ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL SEMIEJE EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL RIN.pdf (D111515961)	
Submitted	8/20/2021 5:36:00 PM	
Submitted by	Cruz Arcos Guillermo Mauricio	 Firmado electrónicamente por: GUILLERMO MAURICIO CRUZ ARCOS
Submitter email	gmcruz@espe.edu.ec	
Similarity	9%	
Analysis address	gmcruz.espe@analysis.arkund.com	

Sources included in the report

W	URL: https://docplayer.es/80703457-Instituto-politecnico-nacional-escuela-superior-de-ingenieria-mecanica-y-electrica-unidad-profesional-azcapotzalco.html Fetched: 12/13/2020 1:59:43 AM	 3
SA	Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE / ANÁLISIS MECÁNICO ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UNA TRICI MOTO MARCA CUSHMAN.pdf Document ANÁLISIS MECÁNICO ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UNA TRICI MOTO MARCA CUSHMAN.pdf (D110881355) Submitted by: gmcruz@espe.edu.ec Receiver: gmcruz.espe@analysis.arkund.com	 3
W	URL: http://repositorio.ute.edu.ec/bitstream/123456789/14197/1/67039_1.pdf Fetched: 12/16/2020 11:47:46 AM	 1
SA	HiliaCerón-GuidoGarcía.pdf Document HiliaCerón-GuidoGarcía.pdf (D108969750)	 1
W	URL: https://sites.google.com/site/partesautomovil/automotor Fetched: 8/20/2021 5:37:00 PM	 4



Firmado electrónicamente por:

GUILLERMO MAURICIO CRUZ ARCOS

Ing. Cruz Arcos, Guillermo Mauricio

C. C 0503010555



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA

Yo, **Salazar Fiallos, Esteban Alejandro**, con cédula de ciudadanía N° **1725653628**, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **“Análisis de esfuerzos producidos en el semieje de un vehículo de tracción delantera, en función del tamaño y material del rin y neumático, mediante uso de software CAE”** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Latacunga, 16 de agosto de 2021

Firma:

Salazar Fiallos, Esteban Alejandro

C.C.: 1725653628



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN

Yo **Salazar Fiallos, Esteban Alejandro**, con cédula de ciudadanía N° **1725653628**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **“Análisis de esfuerzos producidos en el semieje de un vehículo de tracción delantera, en función del tamaño y material del rin y neumático, mediante uso de software CAE”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

Latacunga, 16 de agosto de 2021

Firma:

Salazar Fiallos, Esteban Alejandro

C.C.: 1725653628

DEDICATORIA

Dedicado a mi padre Luis, porque siempre, en cualquier situación me apoyaste incondicionalmente y jamás te vi dudar de mí. Así como sé que estas orgulloso de mi, yo siempre lo he estado de ti.

Dedicado también a mi abuela Lucía, por ser la persona a quien más quiero en este mundo. Me da gusto poder brindarte esta pequeña y pasajera alegría de verme alcanzar este logro a nivel académico.

Esteban Alejandro Salazar Fiallos

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi familia por siempre haber brindado su apoyo, incluso en los momentos en los que mi personalidad ponía las cosas difíciles para todos.

Agradezco a todo el grupo de amigos, por haberse convertido en una hermandad durante todos estos años de estudios, realmente me siento honrado de que me hayan brindado su amistad, siempre conseguían alegrar mi día y eran probablemente la principal razón por la que día tras día quería ir a clases.

Quiero agradecer a Erika, por ser la mejor amiga que alguien como yo podría soñar tener... O merecer.

Agradezco al Ingeniero Mauricio Cruz, no solo por haberme guiado durante la realización de este proyecto, sino también por haber transmitido sus conocimientos de manera más que destacada en las asignaturas que he tenido el agrado de cursar con él.

Finalmente, me gustaría extender mi agradecimiento al señor Miguel Balarezo y a toda la familia de Tecnicentro Balarezo en la ciudad de Latacunga, por siempre haber estado dispuestos a compartir sus conocimientos y haber brindado su ayuda en cada situación en que era requerida.

Esteban Alejandro Salazar Fiallos

Tabla de contenidos

Carátula.....	1
Certificación.....	2
Reporte de urkund.....	3
Responsabilidad de autoría.....	4
Autorización de publicación.....	5
Dedicatoria.....	6
Agradecimiento	7
Tabla de contenidos.....	8
Índice de figuras.....	14
Índice de tablas	20
Índice de ecuaciones	21
Resumen	22
Abstract.....	23
Marco metodológico de la investigación.....	24
Antecedentes investigativos	24
Planteamiento del problema.....	26
Descripción resumida del proyecto.	28
Justificación e importancia.....	29
Objetivos.....	30
<i>Objetivo general</i>	30
<i>Objetivos específicos</i>	31
Metas.....	31

Hipótesis	32
VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN.....	33
<i>Variable independiente</i>	33
<i>Variable dependiente</i>	34
Marco teórico.....	35
Mecanismo de transmisión.....	35
<i>Elementos</i>	36
<i>Motor delantero y tracción</i>	36
<i>Motor delantero y propulsión</i>	37
<i>Transmisión total</i>	38
Semiejes o palieres	38
<i>Semiejes para vehículos con tracción delantera (palieres)</i>	39
<i>Descripción y funcionamiento de los palieres delanteros</i>	40
<i>Materiales de fabricación de los palieres</i>	42
Juntas de transmisión.....	44
<i>Juntas homocinéticas fijas de bolas (Rzeppa)</i>	45
<i>Juntas homocinéticas desplazables</i>	48
Daños en la transmisión	54
<i>Daños en las juntas de transmisión</i>	56
Mantenimiento de elementos del sistema de transmisión delantera.....	60
<i>Desmontaje del semieje de transmisión</i>	61
<i>Desmontaje de la junta del lado del diferencial</i>	64
<i>Desmontaje de la junta del lado de la rueda</i>	65
<i>Montaje de la junta</i>	68
<i>Montaje del semieje de transmisión</i>	71

Ruedas	74
<i>El aro, rin o llanta</i>	75
<i>Material del aro</i>	77
<i>El neumático o goma</i>	79
<i>Nomenclatura del neumático</i>	81
<i>Mecanismo de fricción neumático-carretera</i>	83
Fundamentos de mecánica de materiales	84
<i>Esfuerzo</i>	86
<i>Esfuerzo normal por carga axial</i>	87
<i>Esfuerzo cortante directo</i>	88
<i>Esfuerzos normales por flexión</i>	89
<i>Esfuerzos cortantes por flexión</i>	91
<i>Esfuerzos cortantes por torsión</i>	92
Esfuerzos en ejes de transmisión	95
<i>Teoría de falla por energía de distorsión</i>	98
<i>Concentración de esfuerzos en ejes sometidos a torsión</i>	99
Software CAD/CAE	101
<i>Método del elemento finito (FEM)</i>	102
Consideraciones iniciales para el estudio y cálculos.....	104
Vehículo considerado para el estudio.....	104
Selección del material del semieje de transmisión para el estudio	105
<i>Propiedades del acero AISI/SAE 4140</i>	106
Selección del aro o rin para el estudio.....	109
Selección del neumático para el estudio	111
Consideraciones iniciales adicionales.....	113

Circunferencia exterior de la rueda y radio efectivo	115
Cálculos preliminares	118
<i>Cálculo de los diámetros y radios de las ruedas de estudio.....</i>	<i>119</i>
<i>Cálculo de las cargas que se oponen al movimiento de la rueda (Torque en el lado de la rueda)</i>	<i>120</i>
<i>Cálculo del torque entregado por el sistema de transmisión al semieje (Torque en el lado de la caja).....</i>	<i>126</i>
Cálculo de esfuerzos.....	131
<i>Esfuerzos en el palier producidos por el momento torsional proveniente de la transmisión.</i>	<i>134</i>
<i>Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 14" aluminio.....</i>	<i>139</i>
<i>Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 16" aluminio.....</i>	<i>141</i>
<i>Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 17" aluminio.....</i>	<i>144</i>
<i>Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 14" acero</i>	<i>146</i>
<i>Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 16" acero.....</i>	<i>149</i>
<i>Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 17" acero.....</i>	<i>151</i>
Modelado de elementos y pruebas	155
Modelado de elementos	155
Flecha de transmisión.....	155
Trípode o triceta	159
Fuelle o guardapolvo	161

Campana de la junta desplazable.....	163
Pista de bolas o nuez	166
Jaula de bolas.....	169
Campana de la junta de bolas	171
Aro y neumático	175
Otros elementos secundarios	176
Ensamble del semieje de transmisión	176
Ensamble general del sistema y representación de las fuerzas actuantes sobre el palier.....	178
Simulación de cargas y análisis de esfuerzos sobre la flecha o palier	180
<i>Simulación esfuerzos en el palier producidos por el momento torsional proveniente de la transmisión.</i>	<i>182</i>
<i>Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 14" aluminio.....</i>	<i>188</i>
<i>Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 16" aluminio.....</i>	<i>193</i>
<i>Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 17" aluminio.....</i>	<i>197</i>
<i>Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 14" acero.....</i>	<i>201</i>
<i>Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 16" acero.....</i>	<i>205</i>
<i>Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 17" acero.....</i>	<i>209</i>
Resultados y discusión.....	215
Comparación de resultados (Cálculo VS CAE)	215

<i>Esfuerzos en el punto 1</i>	215
<i>Esfuerzos en el punto 2</i>	216
<i>Esfuerzos en el punto 3</i>	217
<i>Esfuerzos en el punto 4</i>	217
<i>Esfuerzos en el punto 5</i>	218
<i>Deflexión angular del palier</i>	219
Análisis e interpretación de resultados	220
<i>Comparación de diferentes diámetros de Rin y del mismo material</i> <i>(Aluminio)</i>	220
<i>Comparación de diferentes diámetros de Rin y del mismo material</i> <i>(Acero)</i>	221
<i>Comparación del mismo diámetro de Rin y de diferente material</i> <i>(Aluminio VS Acero)</i>	221
Discusión final	222
Conclusiones y recomendaciones	224
Conclusiones	224
Recomendaciones	226
Bibliografía	228
Anexos	233

Índice de figuras

Figura 1. <i>Árbol de planteamiento de los problemas.</i>	27
Figura 2. <i>Mecanismo de transmisión de un coche de turismo.</i>	35
Figura 3. <i>Esquema de transmisión de un motor delantero con “tracción” delantera.</i>	37
Figura 4. <i>Esquema de transmisión de un motor delantero con “propulsión” trasera</i>	37
Figura 5. <i>Esquema de transmisión de vehículo de tracción a las 4 ruedas</i>	38
Figura 6. <i>Detalle del palier (tracción trasera)</i>	39
Figura 7. <i>Esquema real de una transmisión delantera con suspensión independiente</i>	40
Figura 8. <i>Despiece de los palieres delanteros de un Ford Fiesta</i>	41
Figura 9. <i>Foto y esquema de un semieje de transmisión con sus respectivas juntas</i>	45
Figura 10. <i>Componentes de la junta homocinética fija</i>	46
Figura 11. <i>Despiece de componentes principales de la junta homocinética fija</i>	46
Figura 12. <i>Junta homocinética fija de bolas con una sección en corte</i>	47
Figura 13. <i>Representación del movimiento de una junta homocinética fija de bolas</i>	48
Figura 14. <i>Componentes de la junta homocinética desplazable de bolas</i>	49
Figura 15. <i>Componentes de la junta homocinética desplazable de trípode</i>	50
Figura 16. <i>Campana de la junta de trípode (punta hacia el diferencial)</i>	51
Figura 17. <i>Trípode y sus componentes</i>	51
Figura 18. <i>Ensamblaje de la junta de trípode</i>	52
Figura 19. <i>Componentes de la junta homocinética desplazable circular de trípode</i>	53
Figura 20. <i>Componentes de la junta homocinética desplazable DO</i>	54
Figura 21. <i>Esfuerzo en el funcionamiento diario (modificación de ángulo y longitud)</i>	56
Figura 22. <i>Jaulas con rotura y con desgaste o abolladura</i>	57

Figura 23. <i>Pistas de las bolas desgastadas</i>	58
Figura 24. <i>Junta deslizante de trípode desgastada</i>	59
Figura 25. <i>Manguito del eje o fuelle roto</i>	60
Figura 26. <i>Llantas de chapa para rueda sin cámara y con cámara</i>	75
Figura 27. <i>Perfil de una llanta</i>	76
Figura 28. <i>Dimensiones del aro</i>	77
Figura 29. <i>Estructura del neumático</i>	80
Figura 30. <i>Dimensiones o cotas principales del neumático</i>	80
Figura 31. <i>Nomenclatura del neumático</i>	81
Figura 32. <i>Fenómenos por los que se generan las fuerzas de adherencia</i>	83
Figura 33. <i>Tipos de carga</i>	85
Figura 34. <i>Estado de esfuerzo tridimensional general</i>	87
Figura 35. <i>Esfuerzo normal promedio por carga axial</i>	88
Figura 36. <i>Esfuerzo cortante directo</i>	89
Figura 37. <i>Deformación de una viga sometida a un momento flector</i>	90
Figura 38. <i>Deformación de una viga por esfuerzo cortante</i>	91
Figura 39. <i>Esfuerzo cortante máximo por flexión para los perfiles comunes</i>	92
Figura 40. <i>Deformación de un eje sometido a torsión</i>	93
Figura 41. <i>Estriado del palier y de la punta de eje</i>	96
Figura 42. <i>Eje redondo con filete en el hombro en torsión</i>	100
Figura 43. <i>Barra redonda ranurada en torsión</i>	101
Figura 44. <i>Interfaz software de diseño 3D (CAD)</i>	102
Figura 45. <i>Herramientas de análisis (CAE)</i>	103
Figura 46. <i>Características del semieje de transmisión del Chevrolet Aveo 1.6L 2012</i>	106
Figura 47. <i>Llanta Sparco Trofeo 4 Fume Black Full Polished</i>	109
Figura 48. <i>Kumho Tire Ecsta PS31</i>	112
Figura 49. <i>Cotas principales de una rueda</i>	115
Figura 50. <i>Radio efectivo comparado con el radio con carga y sin carga</i>	117
Figura 51. <i>Diagrama de cuerpo libre de la rueda</i>	121
Figura 52. <i>Puntos considerados para el cálculo de esfuerzos</i>	132
Figura 53. <i>Características de la flecha original</i>	133
Figura 54. <i>Características de la flecha de diámetro equivalente</i>	134

Figura 55. <i>Perfil de revolución de la flecha</i>	156
Figura 56. <i>Perfil básico de la flecha revolucionado</i>	156
Figura 57. <i>Perfil de la zona estriada</i>	157
Figura 58. <i>Extrusión en corte de la matriz del estriado del lado de la caja</i>	157
Figura 59. <i>Extrusión en corte de la matriz del estriado del lado de la rueda</i>	158
Figura 60. <i>Isométrica de la flecha o eje terminado</i>	158
Figura 61. <i>Perfil circular en revolución</i>	159
Figura 62. <i>Secciones planas del anillo</i>	159
Figura 63. <i>Zona estriada del trípode</i>	160
Figura 64. <i>Cilindros del trípode</i>	160
Figura 65. <i>Trípode terminado</i>	161
Figura 66. <i>Perfil revolución del guardapolvo de la junta Rzeppa (lado rueda)</i>	161
Figura 67. <i>Fuelle de la junta homocinética fija de bolas Rzeppa (lado rueda)</i>	162
Figura 68. <i>Fuelle de la junta homocinética de trípode Glaenzer (lado caja)</i>	162
Figura 69. <i>Construcción del perfil exterior de la campana</i>	163
Figura 70. <i>Perfil exterior principal de la campana</i>	163
Figura 71. <i>Construcción de la zona estriada de la campana de la junta desplazable</i>	164
Figura 72. <i>Forma exterior de la campana de la junta desplazable</i>	164
Figura 73. <i>Construcción del área interna de la campana</i>	165
Figura 74. <i>Campana de la junta desplazable (Glaenzer) terminada</i>	165
Figura 75. <i>Croquis de la cara de corte para una pista de la nuez</i>	166
Figura 76. <i>Barrido en corte de una de las pistas de bolas</i>	166
Figura 77. <i>Acanalados completos de la nuez</i>	167
Figura 78. <i>Forma principal de la nuez</i>	167
Figura 79. <i>Zona estriada y perfil de corte de la sección para el seguro</i>	168
Figura 80. <i>Pista de bolas o nuez terminada</i>	168
Figura 81. <i>Forma principal de la jaula de bolas</i>	169
Figura 82. <i>Implementación de los espacios huecos de la jaula</i>	169
Figura 83. <i>Perfil de corte del espacio para el des/ensamblaje de la junta de bolas</i>	170
Figura 84. <i>Jaula de bolas terminada</i>	170

Figura 85. <i>Operación de revolución del perfil de la campana de la junta de bolas</i>	171
Figura 86. <i>Revolución en corte de la forma interna de la campana</i>	172
Figura 87. <i>Implementación de los acanalados de la campana de la junta de bolas</i>	173
Figura 88. <i>Implementación de la zona estriada de la campana</i>	173
Figura 89. <i>Campana de la junta homocinética de bolas terminada</i>	174
Figura 90. <i>Junta homocinética Rzeppa ensamblada</i>	174
Figura 91. <i>Revolución del perfil del aro de 17"</i>	175
Figura 92. <i>Aro y neumático R17" terminados y ensamblados</i>	175
Figura 93. <i>Elementos de utilidad para representar el ensamble general</i>	176
Figura 94. <i>Isométrica del ensamble del semieje de transmisión RH Aveo 1.6</i>	177
Figura 95. <i>Vista en explosión ensamble del semieje de transmisión RH Aveo 1.6</i>	177
Figura 96. <i>Vista frontal del ensamble general del sistema</i>	178
Figura 97. <i>Vista superior en corte del ensamble general del sistema</i>	179
Figura 98. <i>Representación de las cargas actuantes sobre el semieje de transmisión</i>	179
Figura 99. <i>Asignación del material del palier</i>	180
Figura 100. <i>Asignación de sujeciones</i>	181
Figura 101. <i>Asignación del momento torsional (entregado por la caja)</i>	181
Figura 102. <i>Asignación de la densidad de la malla</i>	182
Figura 103. <i>Esfuerzos de Von Mises con la torsión de la caja</i>	183
Figura 104. <i>Esfuerzo máximo en el punto 1 con la torsión de la caja</i>	184
Figura 105. <i>Esfuerzo máximo en el punto 2 con la torsión de la caja</i>	184
Figura 106. <i>Esfuerzo máximo en el punto 3 con la torsión de la caja</i>	185
Figura 107. <i>Esfuerzo máximo en el punto 4 con la torsión de la caja</i>	186
Figura 108. <i>Esfuerzo máximo en el punto 5 con la torsión de la caja</i>	186
Figura 109. <i>Desplazamientos máximo y mínimo con la torsión de la caja</i>	187
Figura 110. <i>Esfuerzos de Von Mises con torsión de la rueda R14 aluminio</i>	189
Figura 111. <i>Esfuerzo máximo en punto 1 con torsión de la R14 aluminio</i>	189
Figura 112. <i>Esfuerzo máximo en punto 2 con torsión de la R14 aluminio</i>	190

Figura 113. <i>Esfuerzo máximo en punto 3 con torsión de la R14 aluminio</i>	191
Figura 114. <i>Esfuerzo máximo en punto 4 con torsión de la R14 aluminio</i>	191
Figura 115. <i>Esfuerzo máximo en punto 5 con torsión de la R14 aluminio</i>	192
Figura 116. <i>Desplazamientos máx y mín con torsión de la R14 aluminio</i>	193
Figura 117. <i>Esfuerzos de Von Mises con torsión de la rueda R16 aluminio</i>	194
Figura 118. <i>Esfuerzo máximo en punto 1 con torsión de la R16 aluminio</i>	194
Figura 119. <i>Esfuerzo máximo en punto 2 con torsión de la R16 aluminio</i>	195
Figura 120. <i>Esfuerzo máximo en punto 3 con torsión de la R16 aluminio</i>	195
Figura 121. <i>Esfuerzo máximo en punto 4 con torsión de la R16 aluminio</i>	196
Figura 122. <i>Esfuerzo máximo en punto 5 con torsión de la R16 aluminio</i>	196
Figura 123. <i>Desplazamientos máx y mín con torsión de la R16 aluminio</i>	197
Figura 124. <i>Esfuerzos de Von Mises con torsión de la rueda R17 aluminio</i>	198
Figura 125. <i>Esfuerzo máximo en punto 1 con torsión de la R17 aluminio</i>	198
Figura 126. <i>Esfuerzo máximo en punto 2 con torsión de la R17 aluminio</i>	199
Figura 127. <i>Esfuerzo máximo en punto 3 con torsión de la R17 aluminio</i>	199
Figura 128. <i>Esfuerzo máximo en punto 4 con torsión de la R17 aluminio</i>	200
Figura 129. <i>Esfuerzo máximo en punto 5 con torsión de la R17 aluminio</i>	200
Figura 130. <i>Desplazamientos máx y mín con torsión de la R17 aluminio</i>	201
Figura 131. <i>Esfuerzos de Von Mises con torsión de la rueda R14 acero</i>	202
Figura 132. <i>Esfuerzo máximo en punto 1 con torsión de la R14 acero</i>	202
Figura 133. <i>Esfuerzo máximo en punto 2 con torsión de la R14 acero</i>	203
Figura 134. <i>Esfuerzo máximo en punto 3 con torsión de la R14 acero</i>	203
Figura 135. <i>Esfuerzo máximo en punto 4 con torsión de la R14 acero</i>	204
Figura 136. <i>Esfuerzo máximo en punto 5 con torsión de la R14 acero</i>	204
Figura 137. <i>Desplazamientos máx y mín con torsión de la R14 acero</i>	205
Figura 138. <i>Esfuerzos de Von Mises con torsión de la rueda R16 acero</i>	206
Figura 139. <i>Esfuerzo máximo en punto 1 con torsión de la R16 acero</i>	206
Figura 140. <i>Esfuerzo máximo en punto 2 con torsión de la R16 acero</i>	207
Figura 141. <i>Esfuerzo máximo en punto 3 con torsión de la R16 acero</i>	207
Figura 142. <i>Esfuerzo máximo en punto 4 con torsión de la R16 acero</i>	208
Figura 143. <i>Esfuerzo máximo en punto 5 con torsión de la R16 acero</i>	208
Figura 144. <i>Desplazamientos máx y mín con torsión de la R16 acero</i>	209
Figura 145. <i>Esfuerzos de Von Mises con torsión de la rueda R17 acero</i>	210

Figura 146. <i>Esfuerzo máximo en punto 1 con torsión de la R17 acero</i>	210
Figura 147. <i>Esfuerzo máximo en punto 2 con torsión de la R17 acero</i>	211
Figura 148. <i>Esfuerzo máximo en punto 3 con torsión de la R17 acero</i>	211
Figura 149. <i>Esfuerzo máximo en punto 4 con torsión de la R17 acero</i>	212
Figura 150. <i>Esfuerzo máximo en punto 5 con torsión de la R17 acero</i>	212
Figura 151. <i>Desplazamientos máx y mín con la torsión de la R17 acero</i>	213

Índice de tablas

Tabla 1. <i>Variable independiente. (Características del semieje)</i>	33
Tabla 2. <i>Variable dependiente. (Sim. en función de características del rin)</i>	34
Tabla 3. <i>Componentes de los palieres delanteros de un Ford Fiesta.</i>	42
Tabla 4. <i>Usos comunes de algunos aceros</i>	44
Tabla 5. <i>Diagnóstico de averías y posibles causas y soluciones</i>	55
Tabla 6. <i>Índice de velocidad e índice de carga del neumático</i>	82
Tabla 7. <i>Ficha Técnica Chevrolet AVEO T250 (Emotion) 1.6L (2006-2013)</i>	104
Tabla 8. <i>Equivalencias en otras normas del acero aleado 42CrMo4</i>	105
Tabla 9. <i>Propiedades mecánicas acero AISI 4140</i>	107
Tabla 10. <i>Resumen máximos pares torsionales a los que está sometido el palier</i>	130
Tabla 11. <i>Resumen de los esfuerzos analíticos en cada punto considerado del palier</i>	154
Tabla 12. <i>Resumen de esfuerzos obtenidos por medio de CAE, en cada punto del palier considerado</i>	214
Tabla 13. <i>Comparación de esfuerzos en el punto 1</i>	215
Tabla 14. <i>Comparación de esfuerzos en el punto 2</i>	216
Tabla 15. <i>Comparación de esfuerzos en el punto 3</i>	217
Tabla 16. <i>Comparación de esfuerzos en el punto 4</i>	217
Tabla 17. <i>Comparación de esfuerzos en el punto 5</i>	218
Tabla 18. <i>Comparación de deflexión angular del palier</i>	219
Tabla 19. <i>Valores máximos rin de aluminio (Comparación entre diámetros)</i>	220
Tabla 20. <i>Valores máximos rin de acero (Comparación entre diámetros)</i>	221
Tabla 21. <i>Valores máximos por materiales (Comparación entre materiales)</i>	221

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. <i>Fórmula de esfuerzo normal por carga axial</i>	87
Ecuación 2. <i>Fórmula de esfuerzo cortante por corte directo</i>	88
Ecuación 3. <i>Esfuerzo normal por flexión a cualquier distancia (y)</i>	90
Ecuación 4. <i>Esfuerzo normal máximo por flexión</i>	90
Ecuación 5. <i>Ángulo de giro de una cara extrema de una barra con respecto a la otra.</i>	93
Ecuación 6. <i>Esfuerzo cortante en un eje sometido a torsión en una distancia radial ρ</i>	94
Ecuación 7. <i>Esfuerzo cortante máximo en un eje sólido sometido a torsión</i>	94
Ecuación 8. <i>Esfuerzo cortante máximo en un eje tubular sometido a torsión</i>	94
Ecuación 9. <i>Esfuerzo máximo por torsión ya incluido el momento polar de inercia</i>	97
Ecuación 10. <i>Esfuerzo máximo por flexión ya incluido el momento polar de inercia</i>	97
Ecuación 11. <i>Esfuerzo de Von Mises para tres dimensiones</i>	98
Ecuación 12. <i>Esfuerzo de Von Mises para dos dimensiones</i>	99
Ecuación 13. <i>Esfuerzo máximo por torsión si existe concentración de esfuerzos</i>	100
Ecuación 14. <i>Fórmula para el diámetro exterior de la rueda</i>	115
Ecuación 15. <i>Estimación del radio efectivo de la rueda</i>	116
Ecuación 16. <i>Estimación del radio con carga de la rueda</i>	117
Ecuación 17. <i>Peso sobre la rueda</i>	121
Ecuación 18. <i>Fuerza de rozamiento entre la rueda y la superficie</i>	122
Ecuación 19. <i>Torque causado por la fuerza de rozamiento y la altura del eje</i>	122
Ecuación 20. <i>Relación de transmisión total para cada marcha</i>	127
Ecuación 21. <i>Torque entregado al palier por parte del conjunto reductor</i>	128
Ecuación 22. <i>Esfuerzo de flexión en la raíz del diente de un engrane recto</i>	135
Ecuación 23. <i>Ángulo de torsión en función de los desplazamientos en Y</i>	187

RESUMEN

Una práctica común en las últimas décadas ha sido la sustitución de las ruedas de un vehículo, usualmente por unas de mayor tamaño y diferente material, esto con la finalidad de mejorar la estética de nuestro automóvil. Dichas modificaciones pueden acarrear ciertos efectos mecánicos negativos en diversos sistemas del vehículo, por lo que el presente proyecto tiene la intención de estudiar y cuantificar dichos efectos, puntualmente, sobre el semieje de transmisión de un vehículo de transmisión delantera, que es un elemento directamente afectado por dicha modificación de ruedas. Para el presente estudio se utilizó diversas fuentes bibliográficas y manuales con la finalidad de determinar las cargas y esfuerzos presentes en un semieje de transmisión, así como sus características de diseño. Se seleccionó seis conjuntos diferentes de ruedas de tres diámetros (14", 16" y 17") y de dos materiales diferentes (aluminio y acero) con su respectivo neumático y se procedió al cálculo de cargas torsionales y esfuerzos en varios puntos del palier, producidos por cada uno de estos conjuntos. Se procedió al modelado a través de herramientas CAD de todos los elementos componentes del semieje haciéndolo geoméricamente exacto al repuesto original y se representó su configuración real y las fuerzas actuantes sobre el mismo. Además, se realizó la simulación de cargas y esfuerzos a través de herramientas CAE, para cada uno de los seis conjuntos de ruedas seleccionados. Finalmente se expresa una comparación y análisis de resultados obtenidos, así como también se brinda un posible diagnóstico de las afectaciones que se pueden producir en el semieje de transmisión producto de dichas modificaciones de ruedas.

PALABRAS CLAVE:

- **SEMIEJES DE TRANSMISIÓN**
- **MODIFICACIONES DE RUEDAS**
- **CARGAS Y ESFUERZOS**

ABSTRACT

A common practice in recent decades has been the replacement of the wheels of a vehicle, usually by ones of larger size and different material, this in order to improve the aesthetics of our car. These modifications may have certain negative mechanical effects on various vehicle systems, so this project intends to study and quantify these effects, on a timely basis, on the semi-axle of a front-drive vehicle, which is an element directly affected by such wheel modification. For the present study, various bibliographic and manual sources were used in order to determine the loads and stresses present in a semi-axle of transmission, as well as its design characteristics. Six different sets of wheels of three diameters (14", 16" and 17") and two different materials (aluminum and steel) with their respective tire were selected and the torsional loads and stresses were calculated at various points in the shaft, produced by each of these sets. We proceeded to the modeling through CAD tools of all the component elements of the semi-axle making it geometrically exact to the original spare part and represented its real configuration and the forces acting on it. In addition, the simulation of loads and stresses was performed through CAE tools, for each of the six selected wheel sets. Finally, a comparison and analysis of the results obtained is expressed, as well as a possible diagnosis of the affectations that may occur in the semi-transmission shaft product of said wheel modifications.

KEYWORDS:

- **SEMI-TRANSMISSION SHAFTS**
- **WHEEL MODIFICATIONS**
- **LOADS AND STRESSES**

Capítulo I

1. Marco metodológico de la investigación.

1.1. Antecedentes investigativos

Dado que la práctica de personalización y modificación de los elementos de un automóvil con la finalidad de obtener mejoras, ya sea en términos estéticos o de rendimiento, ha venido ganando terreno en las últimas décadas en todo el mundo, se vuelve importante conocer técnicamente cuales pueden ser las ventajas y desventajas de dichas modificaciones.

Una modificación que se encuentra entre las más realizadas, si no la más realizada, es la modificación de los aros y neumáticos, ya que es una manera relativamente fácil de modificar de manera notable la estética de nuestro vehículo. Dicha modificación consiste en sustituir los rines y neumáticos de fábrica por otros de diferente material y diámetro. Pero dicha modificación puede tener diversos efectos en el rendimiento y funcionalidad de varios sistemas. Por lo que se vuelve importante entender e ilustrar dichos efectos.

(Artega Criollo, 2016) en su investigación menciona que “Históricamente los propietarios de vehículos realizan el cambio del radio de sus aros y neumáticos, buscando obtener una apariencia distinta y más agradable a su vista en los vehículos,

sin medir el riesgo de desgaste que sufren las puntas de eje de tracción al realizar dicha variación; científicamente el cambio de aros y neumáticos producen una variación de altura y rotación de las puntas de eje ocasionando un desgaste mayor y prematuro.”

Para comprender los efectos de tales modificaciones se vuelve importante en primer lugar conocer los elementos involucrados o afectados, la geometría de dichos elementos, características constructivas y los esfuerzos presentes en tales elementos. Un ejemplo de esto es el caso del semieje o palier de transmisión, que no es más que un eje o flecha que ayuda a transmitir la fuerza motriz a las ruedas.

Respecto a esto (Budynas & Nisbett, 2012) mencionan: “Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general, de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, ruedas dentadas o catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento.”

Respecto a los esfuerzos (Granda, 2004) en su investigación menciona: “Los elementos de máquinas y estructuras en general, se encuentran sometidos a cargas de diferente magnitud y dirección, provocando de esta forma, esfuerzos combinados que es necesario analizar y calcular. La determinación de los esfuerzos y deformaciones, así como el establecimiento de las condiciones a resistencia y rigidez en el estudio de cada una de las fuerzas internas, brinda las bases fundamentales para poder discriminar el o los puntos más críticos, cuando el sólido se encuentra sometido a la acción simultánea de las distintas fuerzas internas.”

(Hibbeler, 2011) menciona “El par de torsión es un momento que tiende a torcer un elemento sobre su eje longitudinal. Su efecto es de gran importancia en el diseño de ejes o árboles de transmisión utilizados en vehículos y maquinaria. Con frecuencia, los ejes y tubos con secciones circulares se utilizan para transmitir la potencia desarrollada por una máquina. Cuando se utiliza con este fin, se les somete a un par de torsión que depende de la potencia generada por la máquina y de la velocidad angular del eje.”

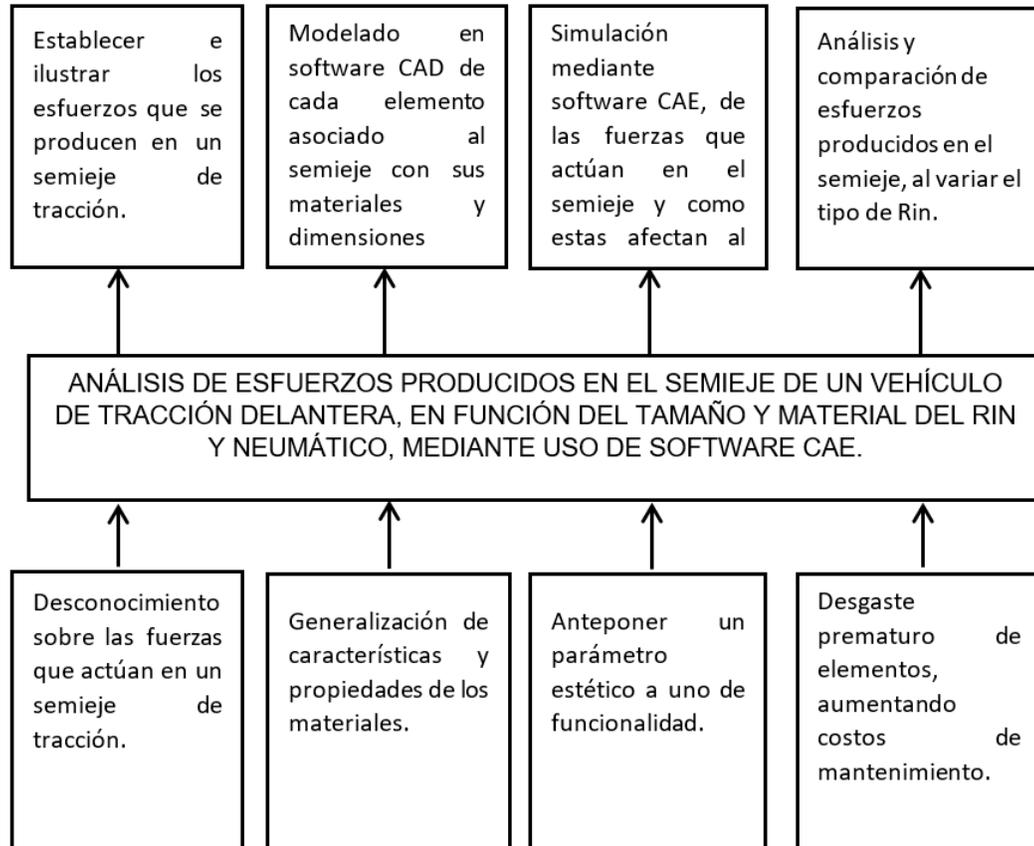
(Sandoval & Beaz, 2012) nos mencionan que: “La falla más común que conlleva a la deformación de la flecha es la generación de vibraciones excesivas, que principalmente son transmitidas hacia la rueda y, esta a su vez las transmite al sistema de suspensión, viraje, estabilidad y frenado.”

1.2. Planteamiento del problema

En la figura 1 se muestra las problemáticas y soluciones que se desarrollarán mediante este proyecto de investigación de: Análisis de esfuerzos producidos en el semieje de un vehículo de tracción delantera, en función del tamaño y material del rin y neumático, mediante uso de software CAE.

Figura 1

Árbol de planteamiento de los problemas.



En la actualidad el tuning o tuneo es una actividad bastante común en nuestro entorno y entre los dueños de vehículos automotores. Dicha actividad consiste en realizar ajustes de rendimiento o apariencia de un automóvil. Uno de estos ajustes que es quizá el más común consiste en sustituir los aros o rines de fábrica con otros de diferente material y usualmente de mayor diámetro.

Si bien esto puede o no representar una mejoría estética del vehículo (que al fin y al cabo es un aspecto subjetivo), lo que, sí conlleva sin lugar a duda, es la modificación en los esfuerzos a los que están sometidos elementos de varios sistemas como son el sistema de dirección y el sistema de tracción del vehículo.

Se puede comprender que uno de los motivos para realizar estas modificaciones son el desconocimiento de los aspectos técnicos y científicos que están detrás del funcionamiento de un elemento o sistema, por lo que en este proyecto se busca ilustrar y demostrar los efectos que se pueden presentar en ciertos elementos al realizar estos cambios.

Actualmente gracias a las modernas herramientas de diseño, manufactura e ingeniería asistida por computador, se vuelve mucho más conveniente en tiempo y dinero, actividades como diversos estudios con un alto grado de fiabilidad, sin tener que físicamente fabricar y poner a prueba el elemento en cuestión. Por lo que, a través de estas herramientas se buscará demostrar y simular los esfuerzos producidos en un semieje de tracción delantera y ver como se ve afectado el mismo si modificamos las características del rin y neumático.

1.3. Descripción resumida del proyecto.

Se realizará una investigación en bibliografía científica sobre las fuerzas y esfuerzos producidos en un semieje de tracción, así como materiales de fabricación y otros aspectos de diseño de un semieje.

Se realizará la búsqueda en bases digitales de investigaciones pertinentes, páginas web de empresas dedicadas a la construcción de aros y neumáticos y publicaciones de sitios web confiables, con lo cual se obtendrá la información base para desarrollar un correcto estudio.

Se investigará características físicas y mecánicas del material a utilizar en la simulación, tanto del semieje como del aro y neumático.

Se adquirirá un semieje completo de un vehículo Chevrolet AVEO 2012, con el cual se procederá a realizar el modelado de todas las piezas con sus dimensiones y características reales para la posterior simulación y análisis.

Tanto para el modelado de elementos como para la realización de la simulación de esfuerzos se trabajará con software de diseño CAD/CAE.

Se simulará los esfuerzos en el semieje, realizando diferentes estudios variando las características de diámetro y material del aro con su respectivo neumático.

Se analizará los resultados obtenidos, comparándolos entre sí, para ver la afectación que sufre el semieje en función de las características del rin y neumático.

1.4. Justificación e importancia.

El presente proyecto busca visualizar y cuantificar la afectación que sufre un semieje de un vehículo de tracción delantera al modificar las características del aro y neumático. Por lo que resultará de gran importancia o interés para las personas que gustan de modificar sus vehículos en busca de mejoras estéticas, ya que podrán tener un estudio que les pueda servir para entender los cambios en funcionamiento que se

presentarán en el semieje y las consecuencias que dichas modificaciones pueden acarrear, como por ejemplo el desgaste prematuro de piezas y que puede conllevar a incrementos en tiempos y costos de mantenimiento.

De esta manera una persona puede elegir con consciencia una eventual modificación en las características de sus llantas y poder evaluar los pros y los contras de dicho ajuste.

Cabe mencionar que las características entregadas por el fabricante siempre serán las más adecuadas para un conductor promedio, pues es claro que un fabricante de vehículos ha invertido grandes cantidades de tiempo y dinero en diseño y pruebas que aseguran que las características y dimensiones no solo del sistema de tracción, sino de cualquier otro sistema, son las indicadas para un óptimo desempeño del automotor.

Si aun así se desea modificar dichas características siempre es útil contar con material científico que pueda servir de referencia al hacerlo.

1.5. Objetivos

1.5.1. *Objetivo general*

Analizar mediante software CAE el comportamiento de un semieje de tracción delantera de un vehículo Chevrolet AVEO 1.6 2012 al modificar las características de su rin y neumático.

1.5.2. Objetivos específicos

- Investigar sobre los esfuerzos presentes en un semieje de tracción delantera.
- Identificar las características de diseño y construcción de un semieje de tracción delantera.
- Modelar mediante el software de diseño CAD, todos los elementos de un semieje de un vehículo Chevrolet AVEO, con sus dimensiones y características reales.
- Realizar los cálculos de esfuerzos presentes en el semieje al variar las características de su rin y neumático.
- Efectuar la simulación de los esfuerzos producidos en el semieje en varios estudios, variando las características del aro y neumático, en las herramientas de software CAE.
- Analizar los resultados obtenidos comparándolos entre sí, y cuantificando la magnitud de las afecciones resultantes después del estudio.

1.6. Metas

- Recopilar información sobre las cargas y esfuerzos aplicados en los semiejes de un vehículo de tracción delantera, así como sus fórmulas de cálculo.

- Analizar los artículos o catálogos involucrados en los temas a investigar para la posterior selección de datos y planteamiento de condiciones para el estudio.
- Adquirir un semieje completo de un vehículo Chevrolet AVEO el cual servirá como patrón para el modelado de cada una de las piezas.
- Realizar el cálculo de esfuerzos presentes en el semieje al variar las características del rin y neumático.
- Modelado y ensamblaje en CAD de todas las piezas que componen un semieje de tracción.
- Realizar la simulación de esfuerzos en el semieje en la herramienta CAE, a través de varios estudios en los cuales se irá variando las características del rin, tales como el material y el diámetro del mismo, y su respectivo neumático.
- Comparar los resultados obtenidos y analizarlos cuantitativamente para ofrecer al lector todas las conclusiones válidas extraíbles de este estudio.

1.7. Hipótesis

¿La modificación arbitraria de las características del aro y neumático pueden afectar de manera importante los esfuerzos presentes en el semieje de tracción de un automóvil, y de afectarlo, en qué cantidad lo hace?

1.8. Variables de la investigación

1.8.1. Variable independiente

Tabla 1

Variable independiente. (Características del semieje de tracción de un Chevrolet AVEO).

Concepto	Categoría	Indicadores	Ítem	Técnicas	Instrumentos
Son las características establecidas por la fabricación de los componentes del semieje	Propiedades mecánicas intrínsecas de los elementos del sistema motriz	Tipo de material semieje	%	Fuentes Bibliográficas	Libros, Manuales, etc.
		Límite elástico	N/m ²	Fuentes Bibliográficas	Libros, Manuales, etc.
		Dimensiones de las Piezas del semieje	mm	Medición	Instrumentos Metrológicos
		Peso de elementos	N	Cálculos, fuentes bibliográficas	Libros, Manuales, etc.
		Pares torsionales considerados	Nm	Cálculos	Libros, Manuales, etc.
		Material del aro	%	Fuentes Bibliográficas	Fichas técnicas
		Dimensiones del aro	mm	Fuentes Bibliográficas	Fichas técnicas

1.8.2. Variable dependiente

Tabla 2

Variable dependiente. (Simulación del ambiente virtual del semieje en función de las características del rin)

Concepto	Categoría	Indicadores	Ítem	Técnicas	Instrumentos
Son los parámetros mecánicos aplicados en el semieje durante la simulación.	Cargas de Aplicación	Fuerzas sobre la rueda	N	Cálculos	Ecuaciones
		Momentos aplicados	Nm	Cálculos	Ecuaciones
		Esfuerzos máximos	N/m ²	Cálculos, Simulación	Software CAE
		Deformaciones angulares	rad	Cálculos, Simulación	Software CAE
		Tensión de Von Mises	N/m ²	Simulación	Software CAE

Capítulo II

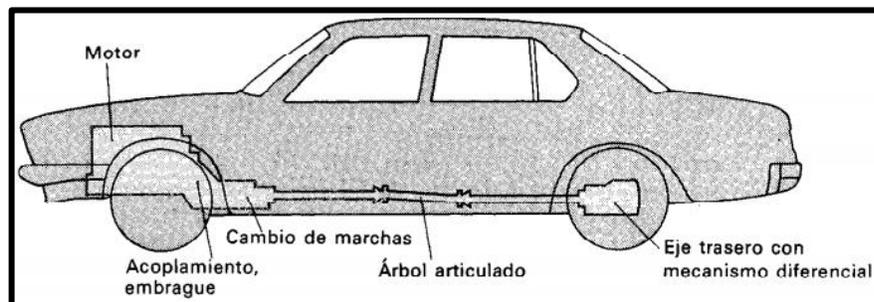
2. Marco teórico

2.1. Mecanismo de transmisión

Se entiende por el sistema de transmisión, el conjunto de elementos que transmiten la potencia desde la salida del motor hasta las ruedas motrices. Todos estos elementos con misiones específicas, dentro del sistema de transmisión o cadena cinemática y de manera genérica son: El embrague, la caja de velocidades, el árbol articulado y el eje motriz (par cónico diferencial).

Figura 2

Mecanismo de transmisión de un coche de turismo



Nota. Elementos de la transmisión (Gerschler & Otros, 1985)

2.1.1. Elementos

Los elementos que conforman el sistema de transmisión de potencia de un vehículo automotriz, van a depender principalmente de: La posición que ocupe el motor en el vehículo (delantero, trasero), y la posición de las ruedas motrices ("tracción" delantera, "propulsión" trasera, tracción total 4x4). (Agüero, 2017)

Como ya se mencionó, de forma general el sistema de transmisión de potencia está conformado por los siguientes elementos:

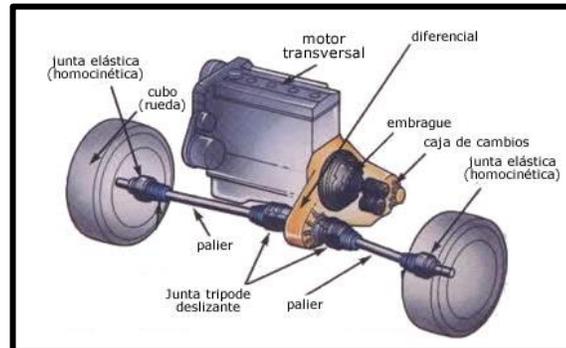
- Embrague
- Caja de velocidades
- Árbol de transmisión
- Diferencial
- Juntas cardánicas
- Juntas homocinéticas
- Palieres

2.1.2. Motor delantero y tracción

Sus ruedas delanteras son motrices y directrices y no posee árbol de transmisión. Este sistema es muy empleado en turismos de pequeña y mediana potencia. (Automotor, 2008)

Figura 3

Esquema de transmisión de un motor delantero con “tracción” delantera



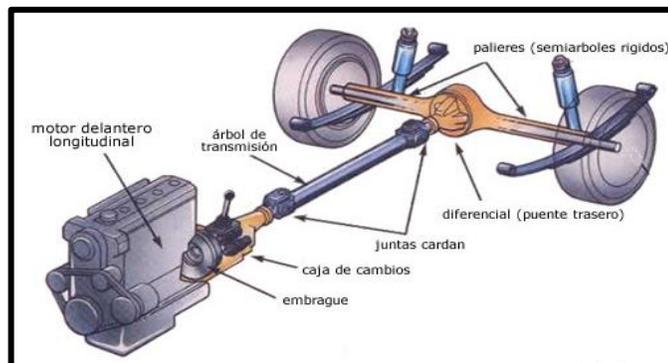
Nota. Componentes en tracción delantera (Automotor, 2008)

2.1.3. Motor delantero y propulsión

Las ruedas motrices son las traseras, y dispone de árbol de transmisión. Su disposición es algo más compleja, utilizándose en camiones y turismos de grandes potencias. (Automotor, 2008)

Figura 4

Esquema de transmisión de un motor delantero con “propulsión” trasera



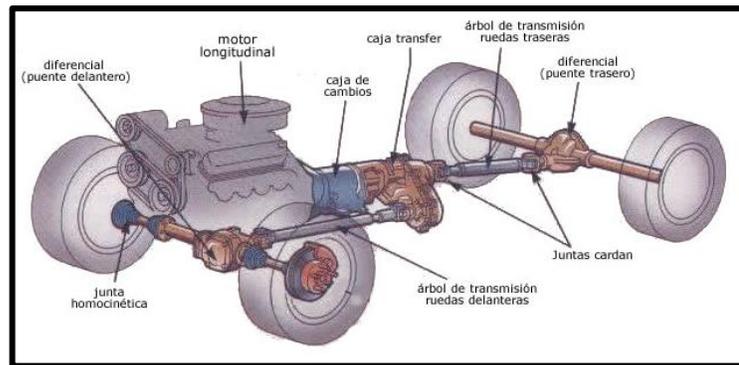
Nota. Componentes en tracción trasera (Automotor, 2008)

2.1.4. Transmisión total

Los dos ejes del vehículo son motrices. Los dos puentes o ejes motrices llevan un diferencial cada uno. Con esta transmisión pueden, a voluntad del conductor (4WD), enviar el movimiento a los dos puentes o solamente al trasero. Este sistema se monta frecuentemente en vehículos todo terreno y en camiones de grandes tonelajes sobre todo los que se dedican a la construcción y obras públicas.

Figura 5

Esquema de transmisión para un vehículo de tracción a las 4 ruedas



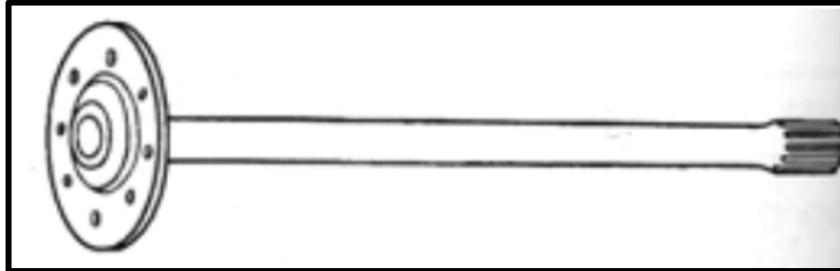
Nota. Componentes en tracción total (Automotor, 2008)

2.2. Semiejes o palieres

Los palieres tienen la misión de transmitir el movimiento desde el diferencial hacia las ruedas. Uno de los extremos es estriado por lo que se une al planeta y el otro termina en una brida con agujeros para fijar en ella, mediante tornillos, el tambor de freno y la rueda. Son de acero forjado de alta resistencia. (Agüero, 2017)

Figura 6

Detalle del palier (tracción trasera), en un extremo tiene la brida, mientras que en el otro un eje estriado



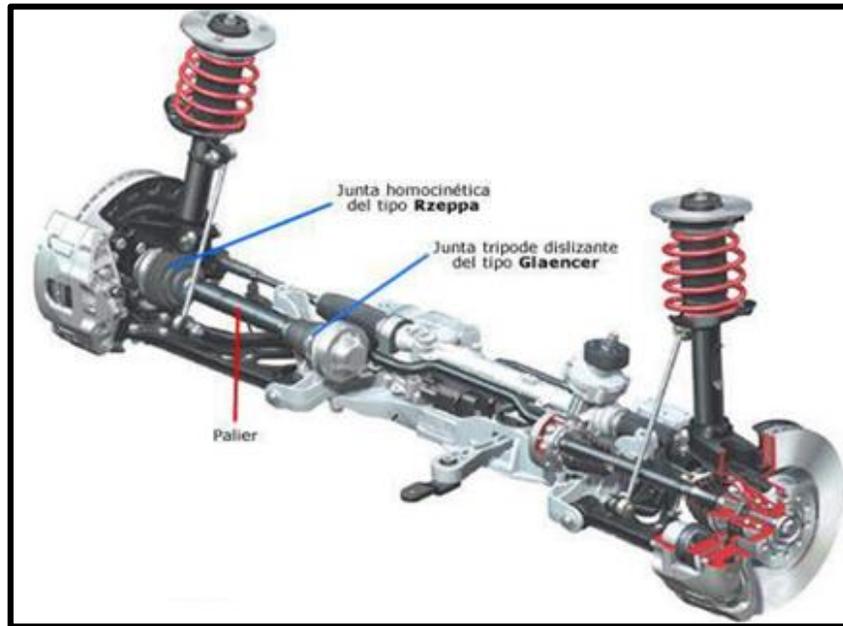
Nota. Palier usado en tracción trasera (Agüero, 2017)

2.2.1. Semiejes para vehículos con tracción delantera (palieres)

Los vehículos con motor y tracción delantera utilizan para transmitir el movimiento de la caja de cambios a las ruedas, un sistema de transmisión con unas juntas que permitan tanto el movimiento oscilante de la suspensión como el movimiento de orientación de las ruedas, ya que estas ruedas además de ser motrices son directrices. (Agüero, 2017)

Figura 7

Esquema real de una transmisión delantera con suspensión independiente



Nota. Semiejes y juntas componentes (ing.unlp.edu.ar)

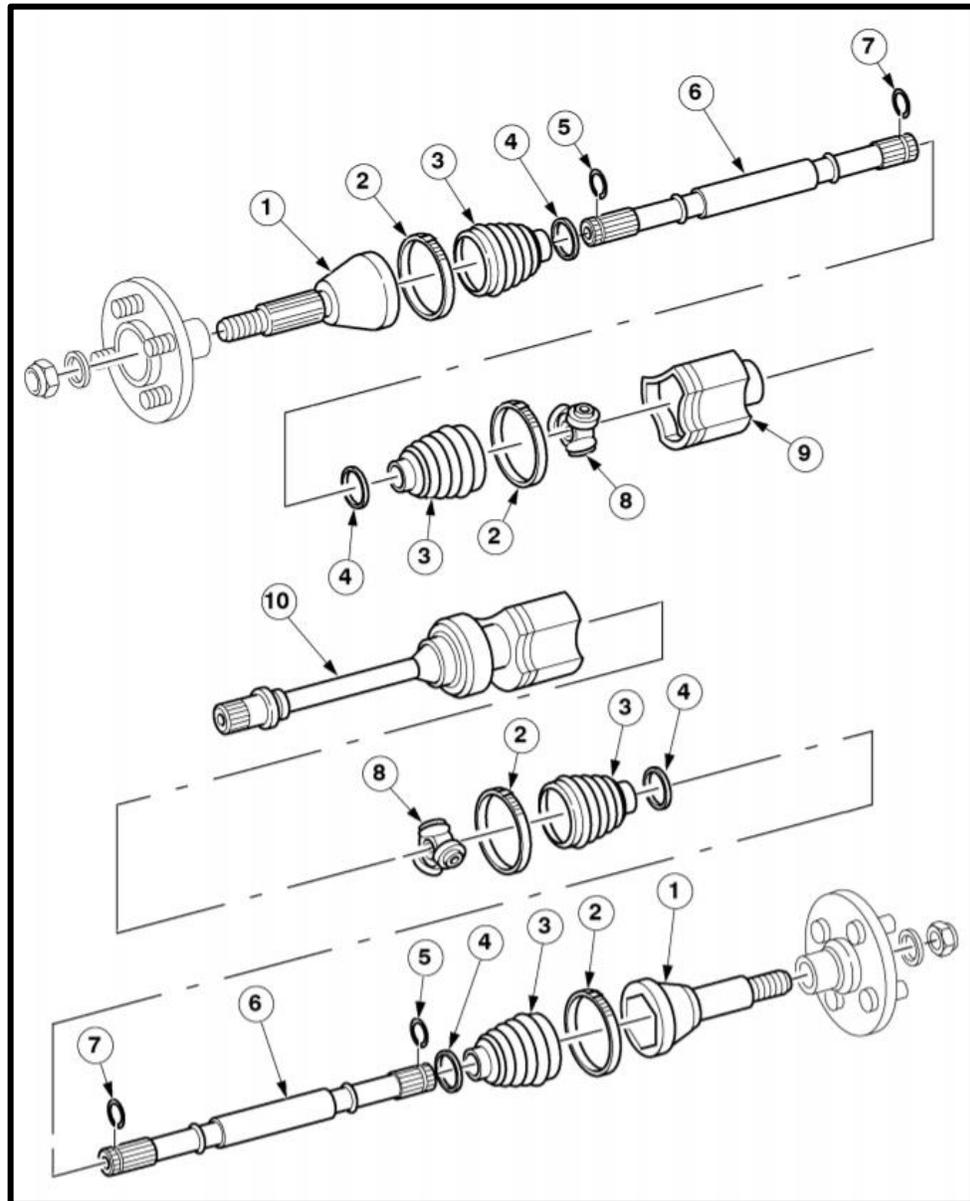
2.2.2. Descripción y funcionamiento de los palieres delanteros

Los palieres delanteros transmiten el par motor a las ruedas delanteras. Los palieres delanteros trabajan en diferentes longitudes y ángulos para permitir los movimientos verticales de las ruedas y los propios del motor.

Las juntas de trípode permiten, ante movimientos axiales, una variación en la longitud de los palieres. (Ford, 1999)

Figura 8

Despiece de los palieres delanteros de un Ford Fiesta



Nota. Semiejes RH y LH en vista explosionada (Ford, 1999)

Tabla 3

Componentes de los palieres delanteros de un Ford Fiesta.

Ref.	Descripción
1	Articulación fija de bolas
2	Abrazaderas (grande)
3	Fuelle
4	Abrazadera (pequeña)
5	Circlip de la articulación (lado de la rueda)
6	Eje palier
7	Circlip de la articulación (lado del cambio)
8	Estrella con rodillos (triceta)
9	Campana de la junta de trípode
10	Eje intermedio con cojinete

Nota. Elementos indicados en la figura 8 (Ford, 1999)

2.2.3. Materiales de fabricación de los palieres

Para el diseño y construcción de un elemento se debe tener en cuenta aspectos como son: la función del elemento, condiciones de servicio, magnitud de las cargas que soportará, geometría del elemento, entre otros, y para la selección del material se debe considerar las propiedades físicas y mecánicas del mismo y adaptarlas a las expectativas deseadas.

Los materiales utilizados para producir semiejes deben ser resistentes para soportar la presión y las tensiones causadas por soportar considerables pesos. La resistencia a la fatiga y el desgaste de las estrías (la lenta erosión de los dientes de metal a lo largo del eje de transmisión que facilita la transferencia de movimiento de la

transmisión a las ruedas) también son características importantes de estos componentes. *Las aleaciones de carbono medio que contienen cromo, níquel o molibdeno se pueden usar para crear ejes que conservan la resistencia mecánica bajo una tensión inmensa.* (Avon Machining, 2007)

El grupo níquel cromo-molibdeno (41XX, 43XX, 47XX, 86XX). Son aleaciones que contienen 0.65-0.95% de cromo, 0.2-0.3% de molibdeno y 1.55-2.0% de níquel. El cromo aumenta la dureza y los límites elásticos (cuando el material está templado), además de aumentar la resistencia a la corrosión. El molibdeno y el níquel también aumentan la dureza.

Los ejes de acero se forjan y se tratan térmicamente mediante bobinas de inducción. Al pasar rápidamente el material a través de la bobina electromagnética, se puede controlar cuidadosamente el calentamiento y enfriamiento del material. De esta manera, los ingenieros producen semiejes con: (Avon Machining, 2007)

- Superficies duras y sólidas
- Un núcleo central más flexible
- Alta ductilidad para mejorar la función del eje
- Mayor vida útil del equipo.

En la tabla 4 se puede observar una lista con algunos aceros comunes que se usan en piezas de máquinas y en las aplicaciones típicas de aleaciones.

Tabla 4

Usos comunes de algunos aceros.

Número UNS	Número AISI	Aplicaciones
G10150	1015	Piezas moldeadas en lámina; partes maquinadas (se pueden cementar)
G10300	1030	Piezas de uso general, en forma de barra. palancas, eslabones, cuñas
G10400	1040	Ejes, engranes
G10800	1080	Resortes; piezas para equipo agrícola sometidas a abrasión (dientes de rastrillo, discos, rejas de arado, dientes de cortacéspedes)
G11120	1112	Piezas de máquinas con tornillo
G12144	12L14	Piezas que requieran buena capacidad de maquinado
G41400	4140	Engranes, ejes, piezas forjadas
G43400	4340	Engranes, ejes, piezas que requieran buen endurecimiento en interior
G46400	4640	Engranes, ejes, levas
G51500	5150	Ejes para trabajo pesado, resortes, engranes
G51601	51B60	Ejes, resortes, engranes con mejor templabilidad
G52986	E52100	Pistas de rodamientos, bolas, rodillos (acero para rodamientos)
G61500	6150	Engranes, piezas forjadas, ejes, resortes
G86500	8650	Engranes, ejes
G92600	9260	Resortes

Nota. Se resaltan los materiales altamente recomendados para ejes de transmisión automotrices (Mott, 2006)

2.3. Juntas de transmisión

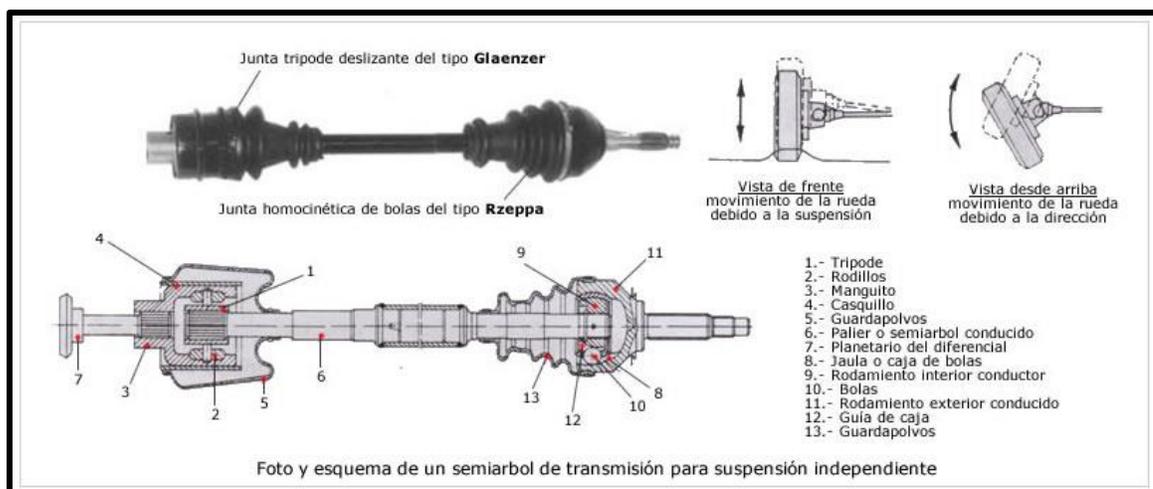
Las juntas son usadas para la unión de elementos de transmisión y permitir variaciones posición y longitud. La tarea principal de las juntas homocinéticas es la transmisión sin rozamiento de la fuerza de rotación del diferencial a la rueda, si bien

han de compensarse la compresión de la amortiguación del chasis, así como, además, en vehículos de tracción delantera, el movimiento de dirección. Los grados de libertad necesarios para guiar y amortiguar se consiguen mediante los ángulos de flexión y el desplazamiento axial de la junta. Para lo que son necesarias una junta homocinética desplazable y otra fija por palier lateral. (WIN Autoparts, 2015)

En la figura 9 se puede apreciar lo antes mencionado, una junta de desplazamiento axial (tipo Glaenzer) para el lado del diferencial y una junta homocinética fija de bolas (tipo Rzeppa) para el lado de la rueda.

Figura 9

Foto y esquema de un semieje de transmisión con sus respectivas juntas



Nota. Elementos componentes del semieje de transmisión (Automotor, 2008)

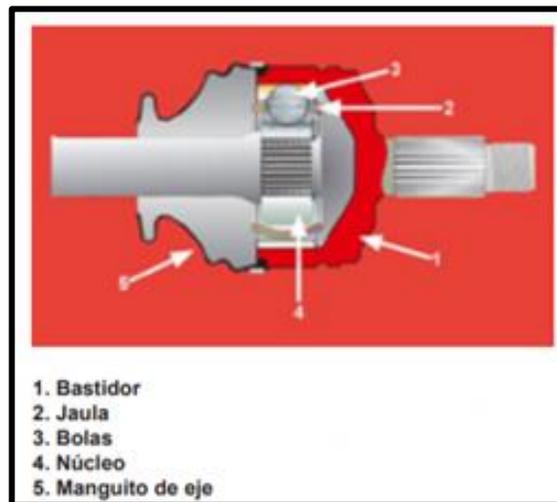
2.3.1. Juntas homocinéticas fijas de bolas (Rzeppa)

La denominación se deriva del modo de construcción: El pivote del palier no es modificable, lo que facilita la rotación. Las juntas homocinéticas fijas no permiten los

movimientos axiales. Normalmente, se utilizan en vehículos de tracción delantera en el lado rueda de los palieres laterales. Según tipo de vehículo, se pueden conseguir así ángulos de flexión de hasta un 53°. (WIN Autoparts, 2015)

Figura 10

Componentes de la junta homocinética fija

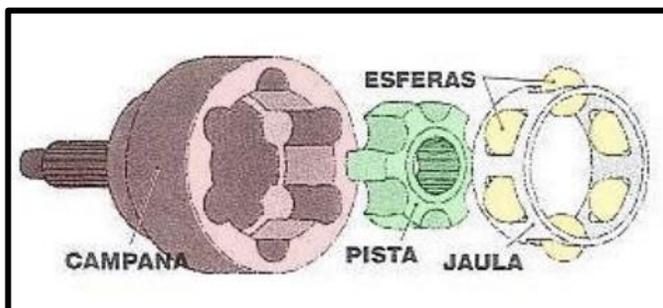


Nota. Estructura de la junta fija de bolas (WIN Autoparts, 2015)

Es la junta homocinética más utilizada hoy en día. Fue inventada en 1926 por el ingeniero estadounidense Alfred H. Rzeppa. En las figuras 10, 11, 12 y 13 se puede observar la estructura de la junta homocinética tipo Rzeppa, sus componentes principales y su movimiento.

Figura 11

Despiece de componentes principales de la junta homocinética fija



Nota. Vista explosionada de la junta fija de bolas (ing.unlp.edu.ar)

Figura 12

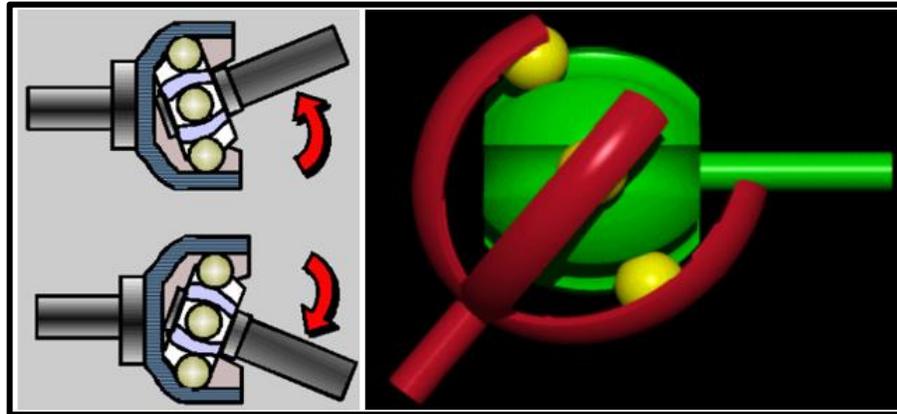
Junta homocinética fija de bolas con una sección en corte para mejorar su visualización



Nota. Junta fija de bolas ensamblada (ing.unlp.edu.ar)

Figura 13

Representación del movimiento de una junta homocinética fija de bolas



Nota. Se representa los grados de movimiento que entrega la junta (ing.unlp.edu.ar)

2.3.2. Juntas homocinéticas desplazables

Hacen posible que junto al movimiento angular tenga lugar al mismo tiempo un movimiento axial. Distinguiéndose los siguientes tipos de juntas homocinéticas:

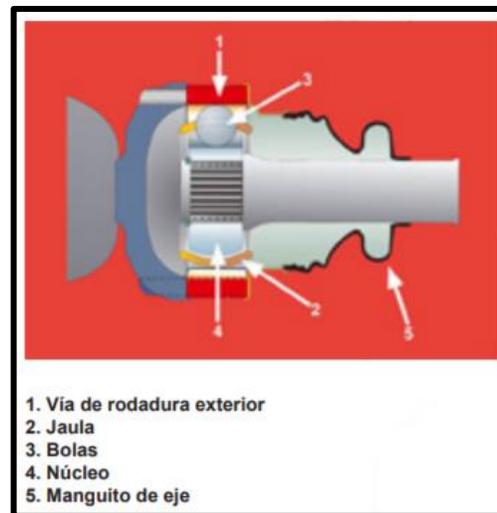
A. Juntas homocinéticas desplazables de bolas

También denominadas juntas del tipo “VL”. Esta denominación es atribuible al diseño en forma de “V” de las vías de rodadura en el interior de la junta. Las vías de rodadura de las bolas son rectas. Son posibles ángulos de flexión de hasta 22°. El recorrido de desplazamiento es de aprox. 48 mm. Una buena transmisión del par motor está asegurada también a velocidades altas. En los vehículos con tracción delantera se montan únicamente del lado diferencial. En vehículos con tracción trasera, es

posible utilizar juntas homocinéticas de bolas en ambos extremos del palier lateral.
(WIN Autoparts, 2015)

Figura 14

Componentes de la junta homocinética desplazable de bolas



Nota. Estructura de la junta desplazable de bolas (WIN Autoparts, 2015)

B. Juntas homocinéticas desplazables de trípode (Glaenzer)

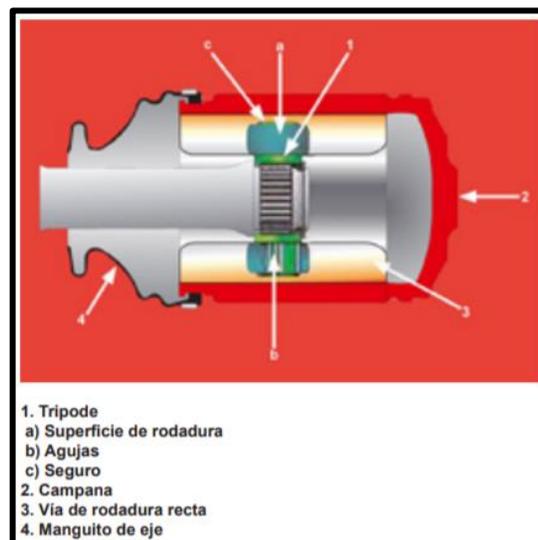
Se montan en el lado diferencial y amortiguan la transmisión de las vibraciones del motor hasta un 65%. Por lo que se montan principalmente en vehículos con motor diésel, frecuentemente en combinación con cambio automático. Además, se garantiza un flujo de potencia ininterrumpido a las ruedas. Las juntas homocinéticas de trípode tienen un menor rozamiento entre los componentes y posibilitan una modificación de la longitud lateral. Son posibles ángulos de flexión de hasta 18°. El recorrido de desplazamiento es de aprox. 55 mm. (WIN Autoparts, 2015)

El trípode dispone de tres tocones, unidos a través de un rodamiento de agujas con los rodillos de rodadura exteriores. Las vías de rodadura de los rodillos exteriores se desplazan linealmente en cada una de las vías de rodadura interiores del bastidor o de la “campana”. Los rodamientos de agujas de los rodillos exteriores del trípode tienen distintas tareas. Junto a la compensación sin rozamiento del palier lateral, también han de transmitirse las fuerzas motrices del diferencial al palier lateral. (WIN Autoparts, 2015)

Fue desarrollada por Michel Orain de Glaenzer Speicer (Francia). En las figuras 15, 16, 17 y 18 se puede observar la estructura y componentes de esta junta de trípode.

Figura 15

Componentes de la junta homocinética desplazable de trípode



Nota. Se muestra la configuración de la junta desplazable de trípode (WIN Autoparts, 2015)

Figura 16

Campana de la junta de trípode (punta hacia el diferencial)



Nota. Elemento que alberga al trípode en la junta Glaenzer (Fernández, 2017)

Figura 17

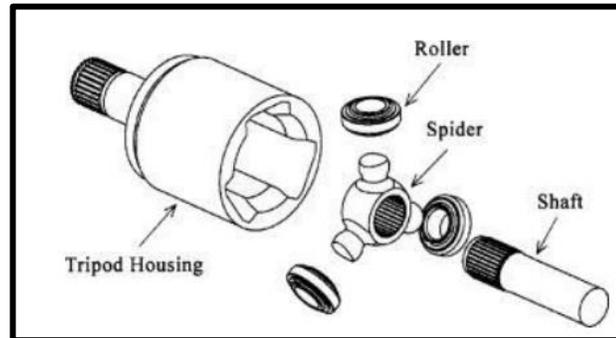
Trípode y sus componentes



Nota. Vista explosionada del trípode (Fernández, 2017)

Figura 18

Ensamblaje de la junta de trípode



Nota. Vista explosionada de la junta desplazable de trípode (Fernández, 2017)

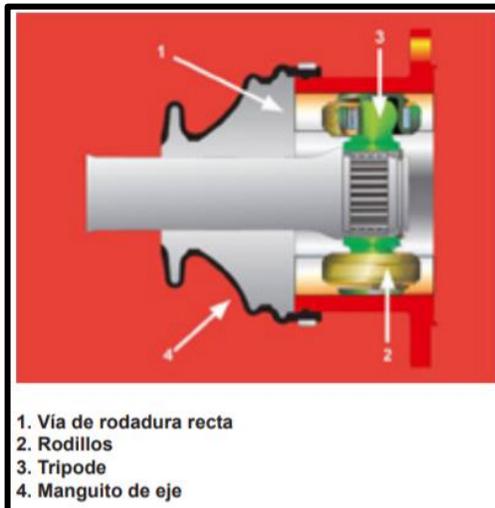
C. Juntas homocinéticas desplazables circulares de trípode

Ideal para la utilización en el lado diferencial en furgonetas y coches deportivos. En los tocones del trípode hay dispuestos tres rodillos independientes que, igual que en las juntas homocinéticas desplazables de trípode, se mueven dentro de vías de rodadura en forma de ranura. (WIN Autoparts, 2015)

Los tocones del trípode tienen forma circular, de modo que los rodillos se pueden mover sobre el trípode como un rodamiento oscilante. Así se consigue una propulsión uniforme y una amortiguación de golpes y choques en la transmisión del par motor de hasta un 70 %. Las juntas homocinéticas desplazables circulares de trípode son apropiadas para la transmisión de valores de par motor elevados. Son posibles ángulos de flexión de hasta 18°. El recorrido de desplazamiento es de aprox. 40 mm. (WIN Autoparts, 2015)

Figura 19

Componentes de la junta homocinética desplazable circular de trípode



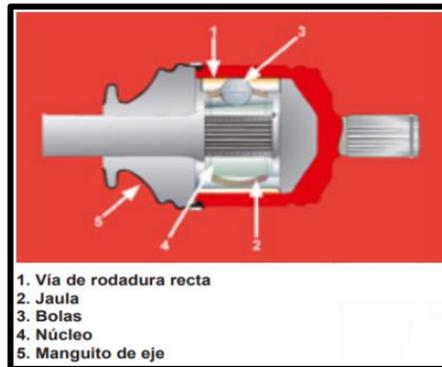
Nota. Configuración de la junta desplazable circular (WIN Autoparts, 2015)

D. Juntas homocinéticas desplazables do (junta offset doble)

Se montan del lado diferencial en vehículos de tracción delantera en los que el espacio para el montaje es reducido. El diseño es conforme y es una combinación de junta homocinética desplazable de bola y de trípode. Las juntas homocinéticas desplazables tienen vías de rodadura rectas. Son posibles ángulos de flexión de hasta 22°. El recorrido de desplazamiento es de aprox. 55 mm. (WIN Autoparts, 2015)

Figura 20

Componentes de la junta homocinética desplazable DO



Nota. Configuración de la junta offset doble (WIN Autoparts, 2015)

2.4. Daños en la transmisión

Los diseños de las transmisiones y las juntas homocinéticas para vehículos modernos están realizados teniendo en cuenta principalmente los factores de seguridad y calidad. Son piezas que transfieren el par desde el diferencial a la rueda y, por consiguiente, están constantemente sujetas a tensiones extremadamente altas cuando el vehículo está en funcionamiento. Como resultado, el desgaste asociado con el uso es una de las causas más comunes por las que se dañan las juntas externas (lado de la rueda) e internas (lado de la caja de cambios), seguido de cerca por el daño causado por fuelles defectuosos, el uso de grasa de baja calidad y, por desgracia, el manejo inapropiado que es muy común durante los trabajos de instalación y desmontaje. (GKN Driveline, 2020).

En la tabla 5 se puede apreciar el diagnóstico de algunos problemas, las causas y sus soluciones.

Tabla 5

Diagnóstico de averías relacionadas al semieje con posibles causas y soluciones

FASE DEL DIAGNÓSTICO	RUIDOS A ALTA VELOCIDAD	GOLPES	VIBRACIONES Y MOVIMIENTOS LATERALES
Síntomas	Ruido permanente procedente de la zona de las ruedas a velocidades en torno a 80 km/h	Golpes cíclicos cada vez que se circula Golpes en la dirección al maniobrar en una o en las dos direcciones	Vibraciones al poner en marcha y frenar Movimientos laterales de la carrocería y/o de la dirección
Posibles causas	Lubricante inadecuado o sucio o lubricación defectuosa Junta con daños internos Manguito de eje no es hermético Daños en el cojinete de ruedas Neumáticos en mal estado	Junta externa con daños internos Junta interna con daños internos Manguito de eje no es hermético Incorrecto par de apriete de la tuerca de eje Daños en soportes motor. suspensión de ruedas y/o chasis Contrapesos o gomas del palier lateral sueltos o dañados	Junta interna con daños internos Barra o árbol del semieje dañado o desequilibrado Neumáticos deformados / dañados o rueda desequilibrada Alineación de las ruedas fuera de la tolerancia Soportes del motor en mal estado o rotos Carrocería y/o chasis dañados
Controles antes del desmontaje	Control de porosidad y fisuras en el manguito de eje Control de porosidad y fisuras en el manguito de eje Reproducción del ruido mediante giro de las ruedas con el vehículo levantado sobre tacos	Control de colocación y fijación correcta de las abrazaderas Control de porosidad y fisuras en el manguito de eje Comprobación de soportes motor y chasis	Control de colocación y fijación correcta de las abrazaderas Control de palieres laterales deformados o con golpes Comprobación del estado y desgaste de los neumáticos
Controles y trabajos tras el desmontaje	Examen de daños o de suciedad en el interior de las juntas Examen de ruidos en el cojinete de ruedas Limpieza y comprobación de los rodamientos de rodillos cónicos, sustituir a los primeros síntomas de desgaste	Comprobación de desgaste desigual en los componentes internos de las juntas Comprobación del dentado para el alojamiento de la junta en el palier lateral Comprobación de los contrapesos del palier lateral, en caso necesario, cambiarlos y/o fijarlos Control de palieres laterales deformados o con golpes, en su caso, sustituir el palier completo	Comprobación del estado de los componentes internos de la junta del lado rueda Comprobación de la alineación exacta de todos los componentes, equilibrado de las ruedas Control de palieres laterales deformados o con golpes, en su caso, sustituir el palier completo

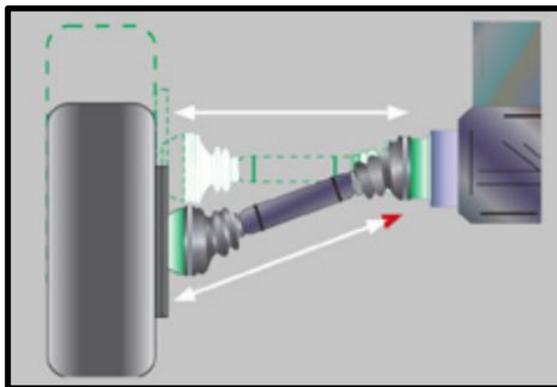
Nota. Se expresa una guía de problemas comunes y posibles soluciones (WIN Autoparts, 2015)

La distancia de trabajo del palier lateral viene determinada por motivos constructivos. Si se modifica por factores externos, pueden producirse graves daños. La distancia necesaria se ve modificada principalmente por los siguientes factores:

- Soportes de motor y/o diferencial.
- Centrado de motor y diferencial.
- Irregularidades en la suspensión de las ruedas (daños en los cubos de las ruedas, muñones del eje, juntas, amortiguadores, etc.) (WIN Autoparts, 2015)

Figura 21

Esfuerzo en el funcionamiento diario (modificación de ángulo y longitud)



Nota. Movimiento vertical y desplazamiento axial del palier (WIN Autoparts, 2015)

2.4.1. Daños en las juntas de transmisión

Los problemas en juntas homocinéticas se caracterizan por las vibraciones y ruidos que se producen durante la marcha. Cuando se detecta el menor signo de una irregularidad, es recomendable llevar el vehículo al taller para que lo revise un especialista. Un 80 % de los problemas en juntas homocinéticas son del palier lateral,

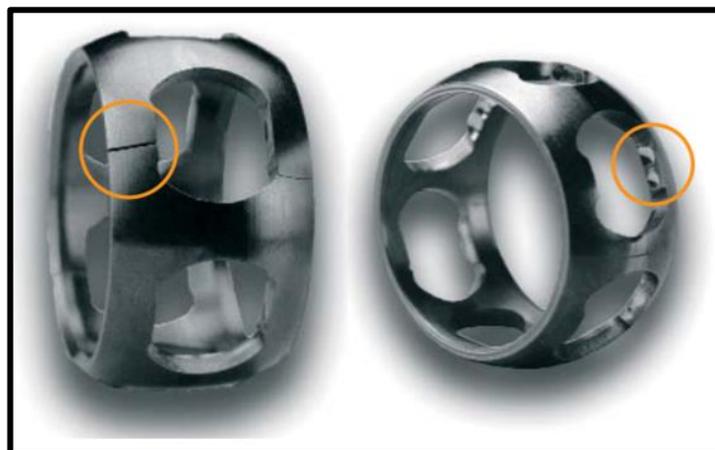
un 8% de errores o negligencias en el montaje. Otro 8% que se pierda grasa lubricante y, en contrapartida, que la junta se ensucie. Solamente el restante 4 % de todas las averías es atribuible a golpes y al desgaste natural de las piezas. (WIN Autoparts, 2015)

- ***Daños en juntas homocinéticas fijas de bolas.***

En caso de sobrecarga del palier lateral, lo primero que suele sufrir daños es la junta del lado diferencial. Las vibraciones y choques excesivos también se transmiten a la junta exterior. Esto hace que puedan aparecer fisuras en los componentes internos del diferencial. La mayoría de averías de las juntas son atribuibles a un manguito defectuoso o agrietado. Estando afectada en muchos casos la junta exterior, pues, debido al mayor ángulo de flexión, los manguitos están sometidos a un mayor esfuerzo. (WIN Autoparts, 2015)

Figura 22

Jaulas con rotura y con desgaste o abolladura



Nota. Se resalta los puntos con daños evidentes (GKN Driveline, 2020)

En la figura 22 se observa a la izquierda, una jaula con rotura de una o varias ventanas, mientras que a la derecha se puede observar una jaula con signos de desgaste o abolladura. En la figura 23 se observa a la izquierda, las campanas con signos evidentes de desgaste en las pistas de las bolas y a la derecha de la imagen también se puede observar las pistas desgastadas de la nuez.

Figura 23

Pistas de las bolas desgastadas



Nota. Se resalta los puntos con desgaste (GKN Driveline, 2020)

- ***Daños en juntas homocinéticas desplazable de trípode.***

En las juntas homocinéticas desplazables de trípode, que normalmente se montan en el lado diferencial, en caso de modificarse la longitud del palier lateral, el trípode se mueve de un lado a otro en la vía de rodadura interior del bastidor mediante compresión y descompresión de la amortiguación o bien guiando. Si se dan irregularidades en el conjunto formado por unidad agregada y cuerpos de los ejes, existe el peligro de que aumente o disminuya la distancia de trabajo. En caso de una distancia de trabajo demasiado grande, el trípode resbala fuera del asiento y se pierde

la fuerza motriz. En el peor de los casos, se destruyen los componentes circundantes. En caso de una reducción de la distancia, el trípode golpea contra el fondo y daña los componentes internos del diferencial. (WIN Autoparts, 2015)

Figura 24

Junta deslizante de trípode desgastada



Nota. Junta de trípode con daños severos (WIN Autoparts, 2015)

- Daños en el manguito del eje (fuelle o guardapolvo).

Los daños en manguitos de eje, sobre todo en ejes guiados, son la causa de daños más frecuente. A menudo, el origen se encuentra en el montaje inadecuado de las abrazaderas. Si las abrazaderas no se fijan con el momento de apriete adecuado o si se utilizan cintas de plástico, faltará la presión de apriete necesaria y el manguito se resbalará de la junta. También cuando se da una ventilación defectuosa del interior de la junta durante el montaje o cuando el material sufre daños por la utilización de lubricantes inadecuados, la avería está casi siempre preprogramada. (WIN Autoparts, 2015)

Para conseguir una vida útil apropiada, los manguitos de eje han de estar cerrados sólida y herméticamente, pero, también montarse con la flexibilidad necesaria. Solamente así pueden cumplir su tarea correctamente.

En caso de fisura o escape en el manguito de eje, el lubricante se escapa. En contrapartida, puede entrar suciedad. La lubricación insuficiente o excesiva e incluso la utilización de lubricante inadecuado provocan un desgaste prematuro de los componentes internos. (WIN Autoparts, 2015)

Figura 25

Manguito del eje o fuelle roto



Nota. Un daño así, comprometería seriamente la lubricación de la junta (WIN Autoparts, 2015)

2.5. Mantenimiento de elementos del sistema de transmisión delantera

La revisión de la transmisión debe realizarse como parte de una rutina de mantenimiento periódico. El mantenimiento normal del vehículo y el reconocimiento de las discrepancias de los componentes son necesarios para evitar problemas mecánicos serios y molestias al conductor. Una falta de revisión en lo que respecta a

la ejecución del mantenimiento normal, puede anular la garantía del vehículo. (GKN Driveline, 2020)

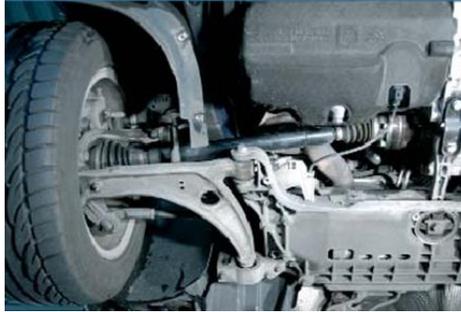
Pasos de la revisión rutinaria de las transmisiones:

- Comprobar si la transmisión ajusta herméticamente Comprobar el estado de limpieza de la transmisión (no contaminada con grasa).
- Comprobar si el eje presenta daños o está doblado o si faltan piezas.
- Comprobar los kits de fuelle y los mecanismos de sujeción: fuelles desgastados, en mal estado y porosos son la causa más frecuente de fallos.
- Comprobar si hay holgura o desplazamiento excesivo en la ranura deslizante.
- Comprobar si hay holgura o juego radial excesivo en las juntas.
- Juntas Semibloqueadas: comprobar las juntas en todos los ángulos posibles de dirección. (GKN Driveline, 2020)

A continuación, se detalla los procesos de desmontaje y montaje de los elementos del árbol de transmisión, extraídos de manuales técnicos proporcionados por (GKN Driveline, 2020)

2.5.1. Desmontaje del semieje de transmisión

1. Mediante el uso de un elevador, proceda a subir el vehículo hasta la altura de trabajo adecuada. Desmonte la rueda.



Nota. Paso 1 del desmontaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

2. Proceda a bloquear los frenos. Afloje los tornillos de la junta al lado del diferencial.



Nota. Paso 2 del desmontaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

3. Retirar la tuerca de la transmisión.



Nota. Paso 3 del desmontaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

4. Proceder a aflojar el trapecio de sujeción (mesa).



Nota. Paso 4 del desmontaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

5. Extraer el eje de transmisión del cubo de la rueda. De ser necesario use herramientas especiales recomendadas por el fabricante del vehículo.



Nota. Paso 5 del desmontaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

6. Proceder a la extracción del semieje de transmisión. Prestar atención pues existirá fuga de aceite.



Nota. Paso 6 del desmontaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

2.5.2. Desmontaje de la junta del lado del diferencial

1. Proceda a cortar la abrazadera. Retraiga el fuelle sobre el palier de transmisión.



Nota. Paso 1 del desmontaje de la junta lado caja (GKN Driveline, 2020)

2. Expanda y desmonte el circlip.



Nota. Paso 2 del desmontaje de la junta lado caja (GKN Driveline, 2020)

3. Proceda a golpear la junta desde el eje usando un martillo de goma o de plástico.



Nota. Paso 3 del desmontaje de la junta lado caja (GKN Driveline, 2020)

4. Asegúrese de golpear siempre en la carcasa, si golpea en la jaula o en la junta, esta se dañará. Retire el fuelle.



Nota. Paso 4 del desmontaje de la junta lado caja (GKN Driveline, 2020)

2.5.3. Desmontaje de la junta del lado de la rueda

1. Proceda a cortar la abrazadera de retención.



Nota. Paso 1 del desmontaje de la junta lado rueda (GKN Driveline, 2020)

2. Retraiga el fuelle sobre el palier de transmisión.



Nota. Paso 2 del desmontaje de la junta lado rueda (GKN Driveline, 2020)

3. Expanda y desmonte el circlip. Las juntas montadas con el circlip en el interior (invisible) deben sacarse del eje golpeando sobre la superficie de la junta con un martillo de goma o plástico.



Nota. Paso 3 del desmontaje de la junta lado rueda (GKN Driveline, 2020)

4. Insertar el tornillo roscado en el eje. Si es un eje sin rosca, se debe extraer la junta del eje golpeando la superficie de la junta con un martillo de goma o plástico.



Nota. Paso 4 del desmontaje de la junta lado rueda (GKN Driveline, 2020)

5. Extraer la junta del eje.



Nota. Paso 5 del desmontaje de la junta lado rueda (GKN Driveline, 2020)

6. Proceda a extraer el fuelle. Retirar la grasa excedente y limpie la junta.



Nota. Paso 6 del desmontaje de la junta lado rueda (GKN Driveline, 2020)

De hallarse daños o desgaste en los elementos de las juntas como los mostrados en el apartado anterior, se recomienda impetuosamente su sustitución, pues conducir con las juntas defectuosas representa un elevado peligro.

Existen juegos o kits de reparación los cuales incluyen todas las piezas necesarias para realizar de manera adecuada los trabajos de reparación. Cuando se monte la junta se debe asegurar siempre de sustituir todas las piezas por las nuevas, incluidos los circlips y abrazaderas y tuercas o tornillos de haberlos.

2.5.4. Montaje de la junta

1. Coloque la abrazadera en el eje. Coloque el fuelle en la posición adecuada entre las estrías del eje.



Nota. Paso 1 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

2. Rellene hasta la mitad de la junta con la grasa suministrada.



Nota. Paso 2 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

3. Inserte la junta en el eje hasta que las ranuras del eje y el cubo de la bola estén alineadas.



Nota. Paso 3 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

4. Utilizando un martillo de goma o plástico, inserte cuidadosamente la junta en el eje hasta que se expanda el circlip y se ajuste en su posición de funcionamiento. El circlip deberá quedar asegurado en la ranura del eje de conexión o expandirse como corresponde detrás de la nuez. La junta deberá quedar asegurada fijamente en el eje.



Nota. Paso 4 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

5. Rellenar con la grasa restante.



Nota. Paso 5 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

6. Asegurar la abrazadera con la mano y ajustarla lo más que se pueda.



Nota. Paso 6 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

7. Asegurar la abrazadera con los alicates. Coloque el circlip en la ranura de la nuez. Los dos vástagos del circlip deben quedar en la cavidad exterior.



Nota. Paso 7 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

8. Colocar el fuelle sobre la junta en la posición correcta. Retirar el aire del fuelle.



Nota. Paso 8 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

9. Colocar la abrazadera con la mano y ajustarla lo más que se pueda.



Nota. Paso 9 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

10. Asegure la abrazadera con los alicates y verifique si ha quedado firmemente asegurada. Asegúrese de que el borde del fuelle haga contacto con la junta y el árbol de unión.



Nota. Paso 10 del montaje de las homocinéticas (GKN Driveline, 2020)

2.5.5. Montaje del semieje de transmisión

1. Asegurarse de limpiar el alojamiento del cubo de la rueda y la superficie de la brida del diferencial. Ambas superficies deben estar completamente limpias.



Nota. Paso 1 del montaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

2. Centrar la junta en la brida del lado del diferencial. Las transmisiones equipadas con ejes machos deben insertarse en la carcasa de la caja de cambios hasta que queden asegurados. En las cajas de cambios equipadas con un anillo de bloqueo, dicho anillo deberá estar encajado.



Nota. Paso 2 del montaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

3. Proceder al ajuste de los tornillos. Tenga en cuenta el par de apriete indicado por el fabricante.



Nota. Paso 3 del montaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

4. Proceder a insertar el eje de transmisión en el cubo de la rueda. Asegúrese de ser necesario de usar las herramientas especiales recomendadas por el fabricante. Verificar que la junta ha quedado firmemente asentada tirando de ella.



Nota. Paso 4 del montaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

5. Vuelva a colocar y apretar los tornillos del trapecio de sujeción (mesa).



Nota. Paso 5 del montaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

6. Coloque la arandela en la rosca externa y proceder a dar el apriete especificado de la tuerca de la transmisión. Utilice únicamente una tuerca nueva. Proceda a montar la rueda.



Nota. Paso 6 del montaje del semieje (GKN Driveline, 2020)

2.6. Ruedas

La rueda (constituida por el aro y el neumático) es el único elemento de unión entre el vehículo y el suelo sobre el que éste circula. Forma parte del sistema de transmisión de potencia (ruedas motrices), del sistema de dirección, del sistema de freno y del sistema de suspensión. (Agüero, 2017)

Está conformada por dos elementos:

- La llanta o aro, y
- El neumático o cubierta.

Las ruedas en general, tienen la misión de:

- Soportar la carga del vehículo.
- Transmitir la fuerza motriz.

- Asegurar la direccionalidad del vehículo, manteniéndolo en su trayectoria.
- Contribuir a la estabilidad de la frenada.
- Contribuir a mejorar la eficacia de la suspensión.

2.6.1. El aro, rin o llanta

Representa el elemento de unión entre la cubierta y el eje, pues es la encargada de soportar todo el par motor transmitido por el semieje de transmisión, pero sobre todo su diseño influye en la correcta evacuación del calor generado en los frenos. Es la parte rígida del conjunto rueda neumático. (Agüero, 2017)

En la figura 26 se puede observar aros de chapa.

Figura 26

Llantas de chapa para rueda sin cámara (izq.) y para rueda con cámara (der.)



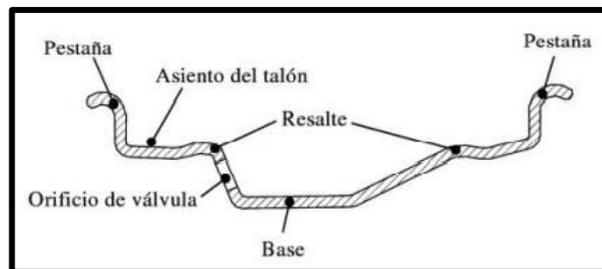
Nota. Tipos de aros de acero comunes (Luque, Álvarez, & Vera, 2005)

Las llantas o aros están constituidas por una o varias piezas y pueden presentar diversos perfiles de la sección transversal. Se considera al perfil como la característica fundamental de una llanta, distinguiéndose en este las siguientes partes (Luque, Álvarez, & Vera, 2005). (Figura 27)

- *Pestaña*: Zona de la llanta donde se apoya lateralmente el talón de la cubierta.
- *Asiento del talón*: Zona de la llanta donde se apoya el talón de la cubierta proporcionando soporte radial al neumático.
- *Base o garganta*: Corresponde a la zona de la llanta comprendida entre ambos asientos del talón. Facilita el montaje y desmontaje de los talones de la cubierta.
- *Orificio para salida de válvula*: Zona donde se aloja la válvula para inflado del neumático. (Luque, Álvarez, & Vera, 2005)

Figura 27

Perfil de una llanta

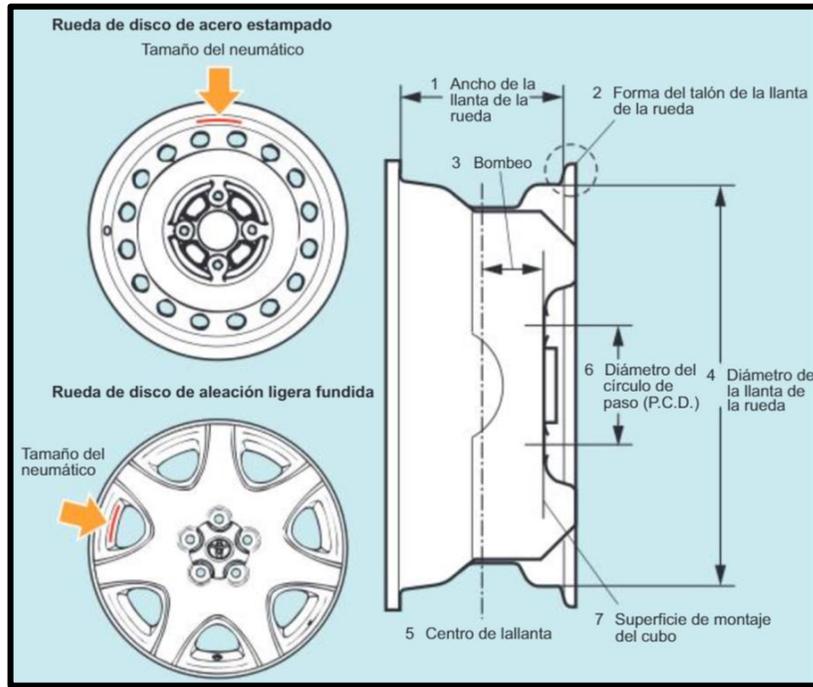


Nota. Secciones del perfil del aro (Luque, Álvarez, & Vera, 2005)

En la figura 28 se ilustran las cotas o dimensiones principales de la llanta o aro.

Figura 28

Dimensiones del aro



Nota. Características geométricas del aro o rin (Toyota Motor Corporation, 2003)

2.6.2. Material del aro

Actualmente, la mayoría son metálicos (aleaciones de aluminio) y desmontables, es decir, que pueden retirarse del vehículo y cambiarlas con gran facilidad.

Por el tipo de material que ha sido empleado en su fabricación, las ruedas pueden ser de chapa o acero y de aleación ligera. (Agüero, 2017)

Los aros de acero

Son los más universales y comunes. Sus ventajas son:

- Gran robustez ante golpes.
- Mismo modelo de llanta con diferentes diseños gracias a un tapacubos (o embellecedor) de plástico.
- Costo de fabricación reducido.
- Repuesto rápido y económico.

Inconvenientes:

- Elevado peso y por consiguiente peor comportamiento del vehículo.
- Peor refrigeración de los frenos. (Agüero, 2017)

Los aros de aleación ligera o de aluminio

Suelen instalarse en vehículos modernos. Sus ventajas son:

- Peso reducido debido a la aleación (acero aleado, aluminio, magnesio).
- Mejor comportamiento del vehículo.
- Diámetros superiores de 14 pulgadas
- Correcta disipación del calor proveniente de los frenos.
- Empleo de alta tecnología para su diseño.

Inconvenientes:

- Más frágiles que las de acero ante posibles golpes con los bordillos.
- Precio elevado.

- Dificultades en la búsqueda de recambio por la desaparición del modelo.
- Debido a la elevada ventilación de los frenos, tienden a ensuciarse más rápidamente. (Agüero, 2017)

2.6.3. El neumático o goma

El neumático es un elemento de seguridad activa, es un producto de alta tecnología que constituye el único punto de contacto entre el vehículo y el suelo. Está fabricado con elastómero natural o artificial. (Agüero, 2017)

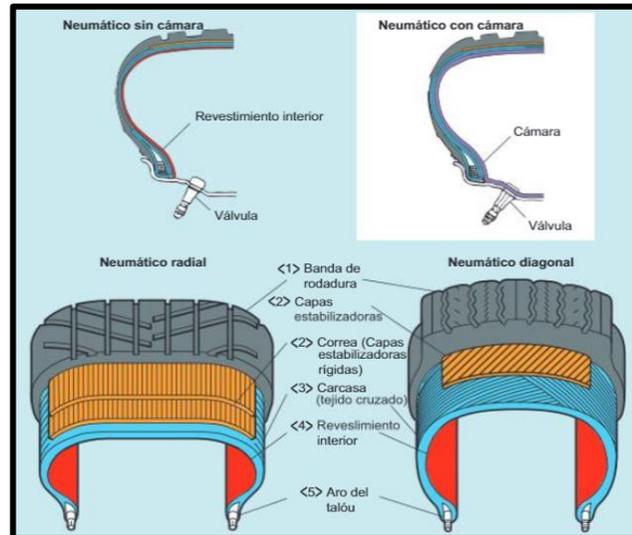
Los neumáticos llevan a cabo las siguientes funciones:

- Soportan el peso global del vehículo.
- Como se encuentran en contacto directo con la superficie de la carretera ellos transmiten la fuerza motriz y la fuerza del frenado del automóvil a la superficie del suelo, de esta manera controlan el arranque y parada, aceleración y desaceleración, así como los giros.
- Atenúan (disminuyen) el impacto de las irregularidades de la superficie de la carretera.

En cuanto a su estructura, existen neumáticos con o sin cámara (tubo). También existen neumáticos que por su construcción son radiales y diagonales. Ambos tipos constan de las partes presentadas en la figura 29.

Figura 29

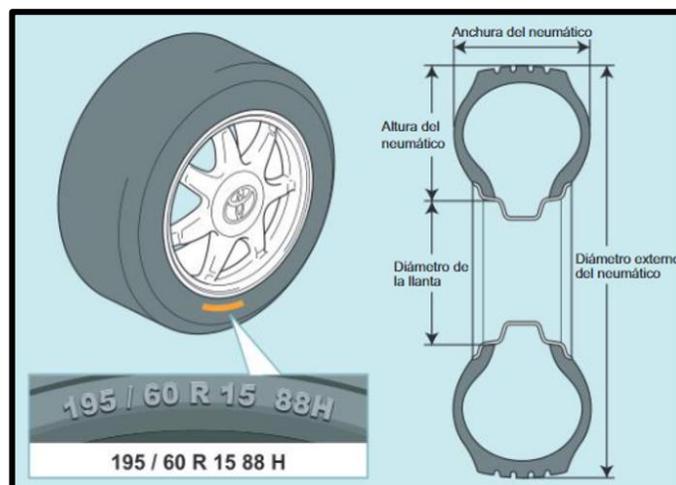
Estructura del neumático, tanto con cámara o sin cámara y tipo radial y diagonal



Nota. Estructura interna de los tipos de neumáticos (Toyota Motor Corporation, 2003)

Figura 30

Dimensiones o cotas principales del neumático



Nota. La información en el lateral del neumático (Toyota Motor Corporation, 2003)

En la figura 30 se presentan las principales cotas o dimensiones del neumático. Información como el tamaño, el rendimiento y la estructura se indican en el lateral del neumático.

2.6.4. Nomenclatura del neumático

Todos los neumáticos deben estar homologados y deben llevar impresos en sus laterales una serie de características como las que se detallan en la figura 31.

Figura 31

Nomenclatura del neumático



Nota. Medidas del neumático (www.mecanicoautomotriz.org)

En la tabla 6 se especifica la designación para índice de carga y para índice de velocidad.

Tabla 6

Índice de velocidad (arriba) e índice de carga (abajo) del neumático

Índice	E	F	G	J	K	L	M	N	P	Q
Km/h	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
Índice	R	S	T	H	V	W	Y	VR	ZR	
Km/h	170	180	190	210	240	270	300	>210	>240	

Índice	Kg	Índice	Kg	Índice	Kg	Índice	Kg	Índice	Kg	Índice	Kg	Índice	Kg
70	335	88	560	106	950	124	1600	142	2650	160	4500	178	7500
71	345	89	580	107	975	125	1650	143	2725	161	4625	179	7750
72	355	90	600	108	1000	126	1700	144	2800	162	4750	180	8000
73	365	91	615	109	1030	127	1750	145	2900	163	4875	181	8250
74	375	92	630	110	1060	128	1800	146	3000	164	5000	182	8500
75	387	93	650	111	1090	129	1850	147	3075	165	5150	183	8750
76	400	94	670	112	1120	130	1900	148	3150	166	5300	184	9000
77	412	95	690	113	1150	131	1950	149	3250	167	5450	185	9250
78	425	96	710	114	1180	132	2000	150	3350	168	5600	186	9500
79	437	97	730	115	1215	133	2060	151	3450	169	5800	187	9750
80	450	98	750	116	1250	134	2120	152	3550	170	6000	188	10000
81	462	99	775	117	1285	135	2180	153	3650	171	6150	189	10300
82	475	100	800	118	1320	136	2240	154	3750	172	6300	190	10600
83	487	101	825	119	1360	137	2300	155	3850	173	6500	191	10900
84	500	102	850	120	1400	138	2360	156	4000	174	6700		
85	515	103	875	121	1450	139	2430	157	4125	175	6900		
86	530	104	900	122	1500	140	2500	158	4250	176	7100		
87	545	105	925	123	1550	141	2575	159	4375	177	7300		

Nota. Se expresa el peso máximo por llanta (Michelin, 2009)

El vehículo está diseñado para un tamaño óptimo de llanta y neumático. Cuando se los sustituyan, siempre deberán ser por las medidas autorizadas o equivalentes aconsejadas por el fabricante. Al referirse a “equivalente” se hace referencia a que, si aumentamos de tamaño el aro, se deberá reducir el perfil del neumático para compensar y no exceder el diámetro externo especificado por el fabricante o por el evaluador técnico (Revisión técnica vehicular).

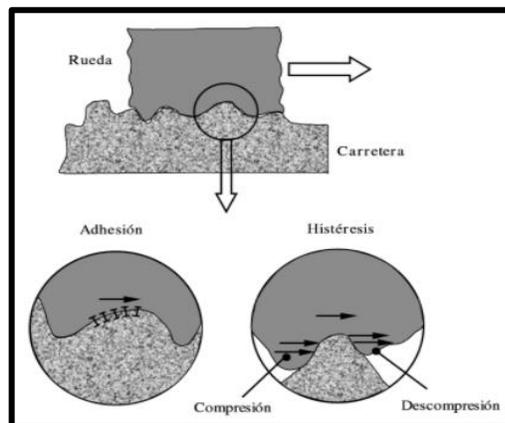
Dicho procedimiento sí será considerado en el presente estudio, aunque no necesariamente representará una prioridad en el mismo, pues lo que se busca es justamente llevar a cabo varias modificaciones al borde de las tolerancias en las dimensiones del conjunto aro/neumático para poder evaluar los efectos producidos en el semieje de transmisión.

2.6.5. Mecanismo de fricción neumático-carretera

(Luque, Álvarez, & Vera, 2005) mencionan: “Las fuerzas de fricción, generadas en el contacto entre el neumático y la calzada, son debidas a dos fenómenos diferentes, adhesión e histéresis. Las fuerzas de adhesión se generan por la atracción entre moléculas de ambas superficies en contacto, en áreas con una alta presión localizada. Debido al giro de la rueda o al deslizamiento, el enlace entre moléculas se rompe y se genera constantemente, disipando energía y dando lugar a las fuerzas de fricción.” En la figura 32 se aprecia los fenómenos de adhesión e histéresis.

Figura 32

Fenómenos por los que se generan las fuerzas de adherencia



Nota. Generación de fricción del neumático-suelo (Luque, Álvarez, & Vera, 2005)

Las fuerzas generadas por el fenómeno de histéresis son debidas a la constante deformación que sufre la banda de rodadura por las irregularidades de la superficie de la carretera. Estas irregularidades tienen unas longitudes de onda que varían entre 0,5 y 50 mm con amplitudes entre 0,01 y 20 mm. Cuando se deforma la banda de rodadura, para recuperar la forma inicial, se genera una fuerza en sentido contrario a la que provoca la deformación. Toda la energía de compresión no se recupera, disipándose en forma de calor y generando las fuerzas de fricción. La influencia de ambos fenómenos en la fuerza de rozamiento final depende de diferentes factores. (Luque, Álvarez, & Vera, 2005)

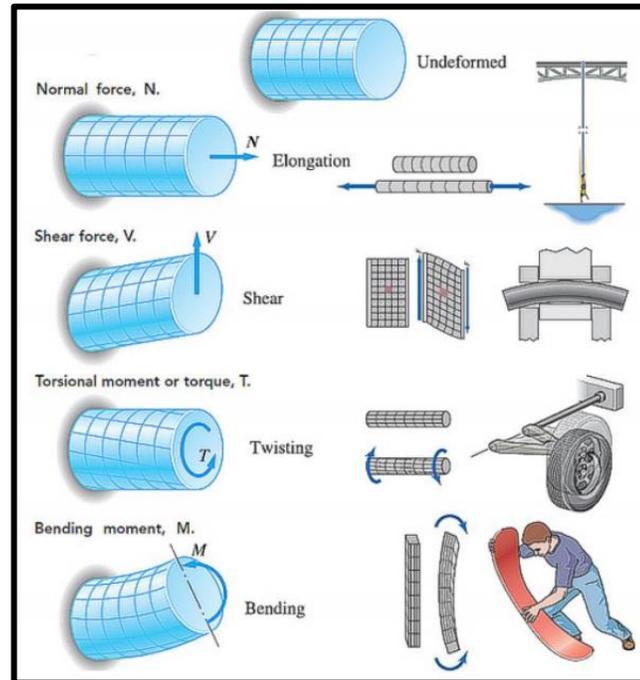
Las fuerzas de adhesión son predominantes en rodadura por superficies secas. Sin embargo, cuando hay deslizamiento a alta velocidad en superficies secas predominan las fuerzas debidas a la histéresis. Cuando la superficie de la carretera está mojada, se dificulta el enlace a nivel molecular, reduciéndose las fuerzas generadas por adhesión. Por otro lado, a elevadas velocidades, bien de rodadura o de deslizamiento, se reducen las fuerzas generadas por ambos fenómenos. (Luque, Álvarez, & Vera, 2005)

2.7. Fundamentos de mecánica de materiales

De manera general se pueden definir cuatro tipos de cargas internas de un elemento (figura 33).

Figura 33

Tipos de carga



Nota. Representación gráfica de los tipos de cargas (Arteaga, 2018)

Según la definición de (Arteaga, 2018) tenemos:

Fuerza normal, N. Esta fuerza actúa perpendicularmente a la sección transversal del cuerpo. Se desarrolla siempre que las cargas externas tienden a comprimir o estirar los dos segmentos del cuerpo.

Fuerza cortante, V. El esfuerzo cortante se encuentra en el plano de la sección transversal y se desarrolla cuando las cargas externas tienden a ocasionar que los dos segmentos del cuerpo se deslicen uno sobre el otro.

Momento de torsión o torque, T . Este efecto se desarrolla cuando las cargas externas tienden a torcer un segmento del cuerpo con respecto al otro, alrededor de un eje perpendicular al área.

Momento flexionante, M . El momento flexionante es causado por las cargas externas que tienden a flexionar el cuerpo respecto a un eje que se encuentra dentro del plano de la sección transversal.

2.7.1. Esfuerzo

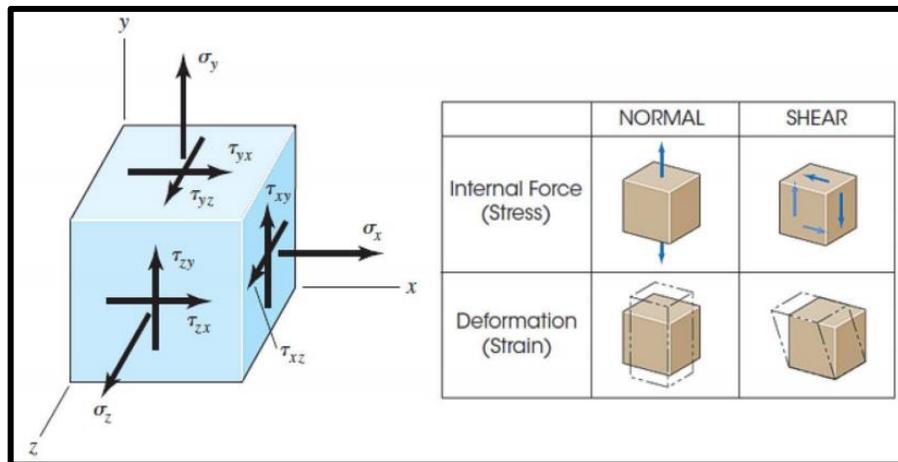
La fuerza por unidad de área, o la intensidad de las fuerzas distribuidas a través de una sección dada, se llama esfuerzo sobre esa sección. Esta distribución de fuerza que actúa en un punto sobre la superficie es única y tendrá componentes en las direcciones normal y tangencial llamados esfuerzo normal σ (sigma) y esfuerzo cortante tangencial, τ (tau) respectivamente, como se muestra en la figura 34. (Arteaga, 2018)

Los esfuerzos normales son generados por fuerzas normales y momentos flexionantes M , y actúan de forma perpendicular (es decir, normalmente) a la cara del cubo y tienden a jalarla hacia afuera (esfuerzo normal de tensión - positivo) o empujarla hacia adentro (esfuerzo normal de compresión - negativo). Los esfuerzos cortantes son generados por fuerzas de corte directo y fuerzas de corte vertical y por momentos de torsión T , y actúan en dirección paralela a las caras del cubo, en pares (parejas) sobre caras opuestas, lo cual tiende a distorsionar el cubo en una forma de romboide. Los esfuerzos cortantes se consideran positivos cuando tienden a hacer girar el elemento

en sentido de las manecillas del reloj y negativos cuando tienden a hacer girar el elemento en sentido contrario a las manecillas del reloj. (Arteaga, 2018)

Figura 34

Estado de esfuerzo tridimensional general



Nota. Comportamiento según el tipo de carga (Arteaga, 2018)

2.7.2. Esfuerzo normal por carga axial

El esfuerzo normal promedio en un elemento con área transversal A sometido a una carga axial N se obtiene, al dividir la magnitud de la carga para el área: (Arteaga, 2018)

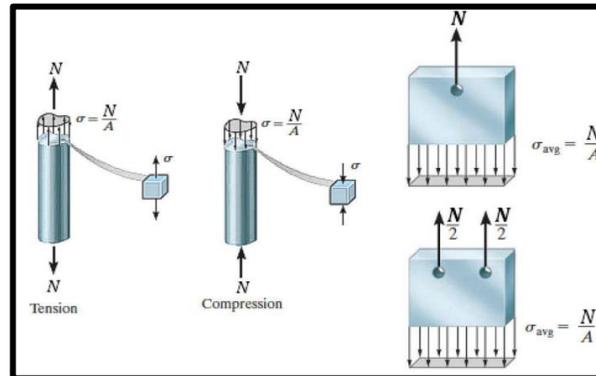
Ecuación 1

Fórmula de esfuerzo normal por carga axial

$$\sigma_{avg} = \sigma = \frac{N}{A}$$

Figura 35

Esfuerzo normal promedio por carga axial



Nota. Comportamiento por carga axial (Arteaga, 2018)

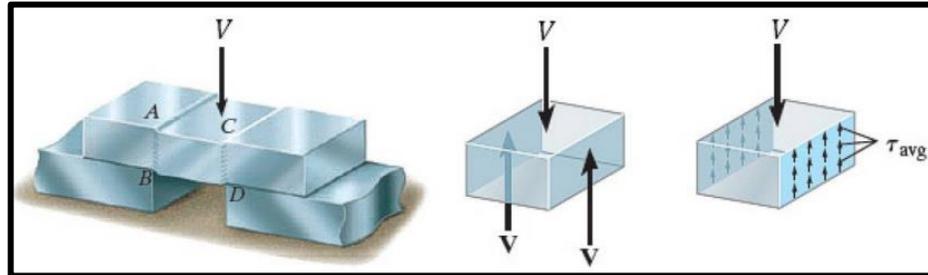
2.7.3. Esfuerzo cortante directo

Otro tipo de carga que supone un esfuerzo uniformemente distribuido se conoce como cortante directo. Esto ocurre cuando hay una acción de fuerza cortante sin flexión. Un ejemplo es la acción sobre una pieza de hoja metálica causada por las dos cuchillas de unas tijeras para cortar metal. Los tornillos y pernos que están cargados en cortante, a menudo tienen cortante directo. Por lo general, se supone que el cortante directo es uniforme a través de toda la sección transversal y está dado por donde V es la fuerza cortante y A es el área de la sección transversal que está siendo cortada. (Budynas & Nisbett, 2012)

Ecuación 2

Fórmula de esfuerzo cortante por corte directo

$$\tau_{avg} = \tau = \frac{V}{A}$$

Figura 36*Esfuerzo cortante directo*

Nota. Comportamiento por carga de corte directo (Arteaga, 2018)

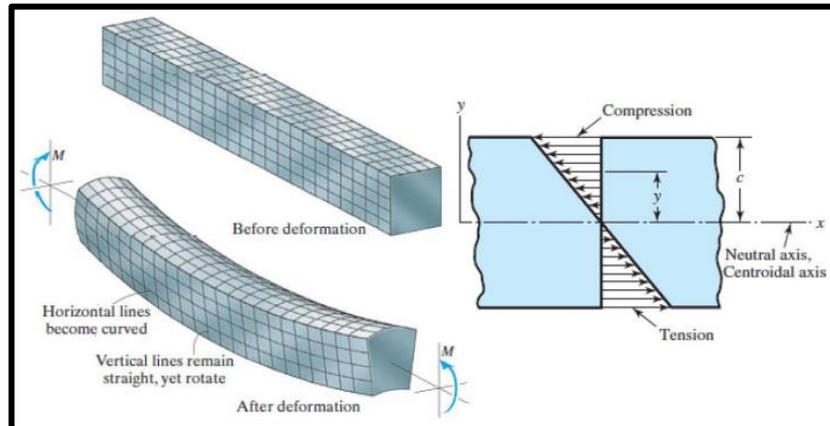
2.7.4. Esfuerzos normales por flexión

Cuando sobre una viga actúan cargas transversales, estas cargas desarrollan una fuerza cortante V y un momento flexionante M que varían de un punto a otro a lo largo del eje de la viga. Por lo tanto, para diseñar correctamente una viga es necesario determinar los valores máximos de la fuerza cortante y el momento en la viga. Estos valores máximos se obtienen a partir de una gráfica denominada diagrama de fuerza cortante y de momento flector, los mismos que proporcionan información detallada sobre la variación de la fuerza cortante y del momento en el eje de la viga. (Arteaga, 2018)

En la figura 37 se aprecia un momento flector positivo M , el cual hace que la porción superior de la barra se comprima mientras que la inferior se estire. Se aprecia como en la superficie central o neutra (eje longitudinal) tiene esfuerzo cero, mientras que el máximo se presenta en las fibras exteriores de la barra.

Figura 37

Deformación de una viga sometida a un momento flector



Nota. Comportamiento por carga flexionante (Arteaga, 2018)

Por lo tanto, cuando se aplica un momento a una viga, éste sólo causa un esfuerzo normal en la dirección longitudinal o dirección x . Todos los demás componentes de los esfuerzos normal y cortante son iguales a cero. El esfuerzo normal por flexión varía linealmente con la distancia desde el eje neutro (y) y para cualquier valor de (y), está dado por: (Arteaga, 2018)

Ecuación 3

Esfuerzo normal por flexión a cualquier distancia (y)

$$\sigma_x = \frac{My}{I}$$

Ecuación 4

Esfuerzo normal máximo por flexión

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

Donde:

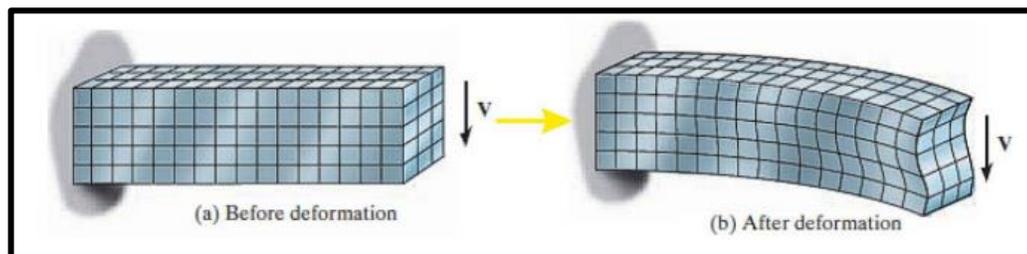
- M es el momento interno determinado a partir del diagrama de momentos.
- I es el momento de inercia del área de la sección transversal con respecto al eje neutro.
- C la distancia del eje a la superficie exterior de la viga.

2.7.5. Esfuerzos cortantes por flexión

La fuerza cortante y que se genera en una viga es el resultado de una distribución del esfuerzo cortante transversal que actúa sobre la sección transversal de la viga, desarrollando deformaciones angulares que tienden a distorsionar la sección transversal de una manera bastante compleja, como se muestra en la figura 38. Esta distribución no uniforme de la deformación cortante hará que la sección transversal se alabe, debido a que está sometida tanto a flexión como a cortante. (Arteaga, 2018)

Figura 38

Deformación de una viga por esfuerzo cortante

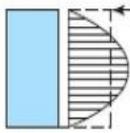
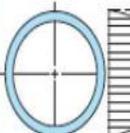
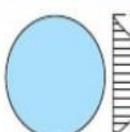
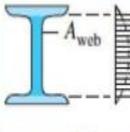


Nota. Esfuerzo cortante debido a flexión (Arteaga, 2018)

La ecuación del esfuerzo cortante no da resultados exactos cuando se aplica en elementos con secciones transversales cortas o planas, o en puntos donde la sección transversal cambia de manera súbita. En la Figura 39 se presentan las ecuaciones del esfuerzo cortante máximo por flexión para los perfiles que se utilizan con mayor frecuencia. (Arteaga, 2018)

Figura 39

Esfuerzo cortante máximo por flexión para perfiles utilizados con mayor frecuencia

Beam Shape	Formula	Beam Shape	Formula
 Rectangular	$\tau_{max} = \frac{3V}{2A}$	 Hollow, thin-walled round	$\tau_{max} = \frac{2V}{A}$
 Circular	$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$	 Structural I beam (thin-walled)	$\tau_{max} \approx \frac{V}{A_{web}}$

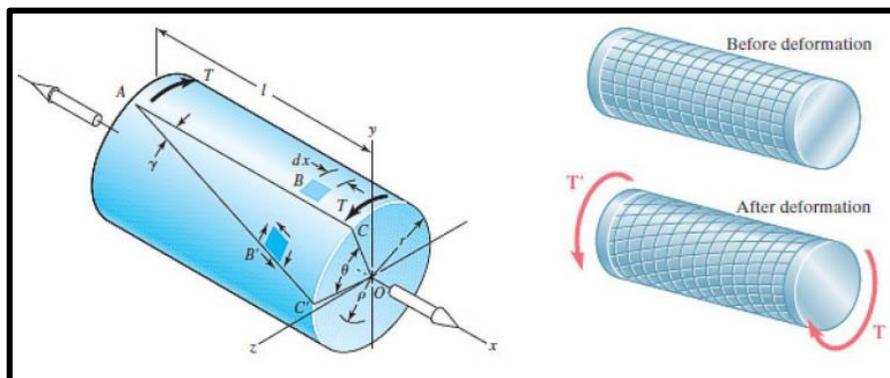
Nota. Fórmulas de cortante por flexión de perfiles comunes (Arteaga, 2018)

2.7.6. Esfuerzos cortantes por torsión

El par de torsión T es un momento que tiende a torcer un elemento sobre su eje longitudinal (Figura 40). Una barra sobre la que actúa un momento de este tipo se dice que está sujeta a torsión. El estudio de su efecto es fundamental en el diseño de ejes o árboles de transmisión utilizados en vehículos y maquinaria.

Figura 40

Deformación de un eje sometido a torsión



Nota. La cuadrícula permite representar mejor la deformación (Arteaga, 2018)

El ángulo de giro, en radianes, de una barra sólida de sección circular se calcula mediante:

Ecuación 5

Ángulo de giro de una sección extrema de una barra con respecto a la otra.

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

Donde:

- T es el par de torsión
- l es la longitud del eje
- G es el módulo de rigidez al esfuerzo cortante
- J es el momento polar de inercia del área transversal

A través de la sección transversal se desarrollan esfuerzos cortantes. Para una barra redonda en torsión, estos esfuerzos son proporcionales al radio y están dados por:

Ecuación 6

Esfuerzo cortante en un eje sometido a torsión en una distancia radial ρ

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

Con $J = \frac{\pi D^4}{32}$ para ejes sólidos y $J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$ para ejes huecos (tubulares).

Por lo tanto, para los esfuerzos cortante máximos por torsión las ecuaciones terminan por expresarse de la siguiente manera:

Ecuación 7

Esfuerzo cortante máximo en un eje sólido sometido a torsión

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi D^3} \quad (\text{eje sólido})$$

Ecuación 8

Esfuerzo cortante máximo en un eje tubular sometido a torsión

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{16TD}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (\text{eje tubular})$$

Donde:

- ρ es el radio al que se desea calcular el esfuerzo
- r es el radio exterior del eje
- D es el diámetro exterior del eje
- d es el diámetro menor del eje (tubular)

2.8. Esfuerzos en ejes de transmisión

Visualice las fuerzas, los pares torsionales y los momentos flexionantes producidos en el eje durante su funcionamiento. En el proceso de transmisión de potencia a una velocidad de rotación dada, el eje queda sujeto a un momento torsional (o torque) en forma inherente. En consecuencia, se produce un esfuerzo cortante torsional en el eje. También, un eje suele sostener elementos que transmiten potencia, como los engranes, las poleas para bandas o las catarinas para cadenas, los cuales ejercen fuerzas sobre el eje en dirección transversal (es decir, perpendicular al eje). Esas fuerzas transversales causan momentos flexionantes dentro del eje, por lo que requieren un análisis del esfuerzo debido a la flexión. De hecho, se deben analizar los esfuerzos combinados en la mayoría de los ejes. (Mott, 2006)

Los ejes deben mantenerse cortos para minimizar los momentos flexionantes y las deflexiones. Es deseable cierto espacio axial entre los componentes para permitir el flujo de lubricante y proporcionar espacio de acceso para el desensamble de componentes con un jalador. Los componentes de carga deben colocarse cerca de los cojinetes, de nuevo para minimizar el momento flexionante en las ubicaciones que

probablemente tendrán concentraciones de esfuerzo, y para minimizar la deflexión en los componentes sometidos a carga. (Budynas & Nisbett, 2012)

Evidentemente, un eje que sea usado para transmitir un par de torsión debe contar con un medio para poder transmitirlo. Los elementos más comunes para la transmisión de par de torsión son: Cuñas, tornillos de fijación, pasadores, ejes estriados, ajustes a presión, ajustes ahusados.

En el caso de los palieres o semiejes de transmisión se cuenta con un estriado tanto en el eje que conecta con la junta homocinética, como en la punta de eje de la propia junta. (figura 41). Los ejes estriados son empleados cuando se transfiere pares de torsión considerables, a diferencia de los pasadores o tornillos de fijación que son usados para la transmisión de pares de torsión bajos. Otra característica de los ejes estriados es que permite hacerse con ajuste deslizante bastante holgado para permitir el movimiento axial del eje y el componente receptor.

Claramente el estriado también deberá encontrarse en la parte interior de la masa del elemento sobre el que se transmite la carga.

Figura 41

Estriado del palier y de la punta de eje



Nota. Se resalta el estriado del eje y de la junta (ing.unlp.edu.ar)

No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo. (Budynas & Nisbett, 2012)

Los ejes están sometidos a cargas de flexión, torsión, tensión, o compresión que actúan individualmente o combinadas. Sin embargo, normalmente las cargas de torsión y de flexión son las que dominan los esfuerzos en los ejes; mientras que, las cargas axiales y cortantes pueden ser despreciables. Entonces, los esfuerzos normales y cortantes máximos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometido a cargas combinadas de flexión y torsión, vienen dado por: (Arteaga, 2018)

- **Esfuerzo cortante máximo por torsión:**

Ecuación 9

Esfuerzo cortante máximo por torsión ya incluido el momento polar de inercia

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi D^3}$$

- **Esfuerzo normal máximo por flexión:**

Ecuación 10

Esfuerzo normal máximo por flexión ya incluido el momento polar de inercia

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3}$$

Donde:

- M es el momento flector máximo en la zona crítica obtenido del diagrama de momento flector.
- T es el torque máximo en la zona crítica.

2.8.1. Teoría de falla por energía de distorsión

La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia S_y en tensión o en compresión del mismo material. (Budynas & Nisbett, 2012)

Se ha demostrado que el método de la energía de distorsión es el mejor estimador de la falla para materiales dúctiles bajo cargas estáticas o para esfuerzos normales, cortantes o combinados totalmente reversibles. Requiere la definición del nuevo término esfuerzo de *Von Mises*, representado por el símbolo σ' . (Mott, 2006)

En el caso del estado general de esfuerzo, se predice la fluencia si se cumple que:

$$\sigma' \geq S_y$$

Donde el esfuerzo de Von Mises es:

Ecuación 11

Esfuerzo de Von Mises para tres dimensiones

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 12

Esfuerzo de Von Mises para dos dimensiones

$$\sigma' = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{\frac{1}{2}}$$

El esfuerzo de Von Mises se define como una representación de una combinación de esfuerzos multiaxiales de tensión y cortante a través de un solo esfuerzo de tensión uniaxial pura.

El esfuerzo de Von Mises es un parámetro fundamental en las etapas de diseño de elementos pues a partir de los esfuerzos combinados que están presentes en el elemento a diseñar, permite determinar a través de un factor de seguridad si las características geométricas del elemento resistirán dichas cargas.

2.8.2. Concentración de esfuerzos en ejes sometidos a torsión

En las ecuaciones básicas de esfuerzos de tensión, flexión y torsión presentadas anteriormente se consideró que no están presentes secciones irregulares o que cambian la geometría del elemento en cuestión, pero en la práctica resulta casi imposible no diseñar los elementos con ranurados para cuñas, orificios para pasadores o cambios de dimensiones de la sección transversal, etc.

Cualquier discontinuidad en una parte de una máquina altera la distribución del esfuerzo en las inmediaciones de la discontinuidad, de manera que las ecuaciones elementales del esfuerzo ya no describen el estado de esfuerzo en la parte. A estas discontinuidades se les denomina intensificadores de esfuerzos, mientras que a las

regiones en las cuales ocurren se les llama áreas de concentración del esfuerzo. (Budynas & Nisbett, 2012)

Se emplea un factor teórico de la concentración de esfuerzos K_{ts} para esfuerzos cortantes (por torsión), para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal. La relación se puede expresar:

Ecuación 13

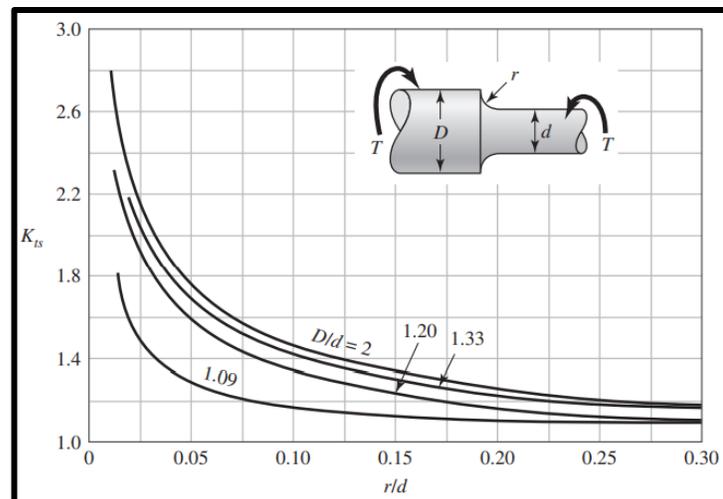
Esfuerzo cortante máximo por torsión cuando existe una discontinuidad (concentración de esfuerzos) en la geometría del eje

$$\tau_{max} = K_{ts} \tau_o$$

Donde K_{ts} (factor de concentración de esfuerzos cortante por torsión), se lo obtiene de libros de diseño (Figuras 42 y 43).

Figura 42

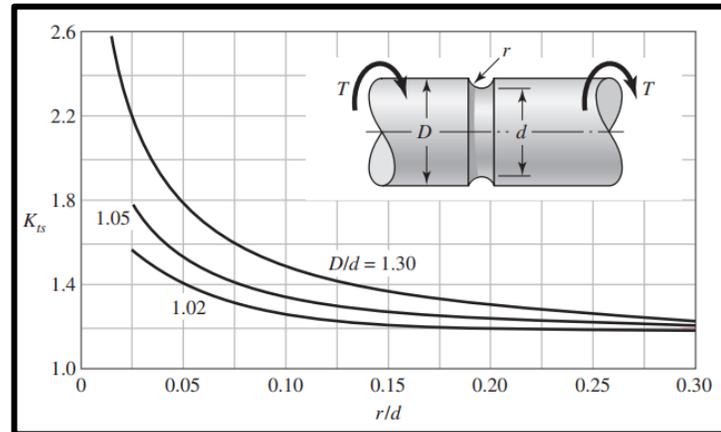
Eje redondo con filete en el hombro en torsión.



Nota. Determinación de K_{ts} ; con $\tau_o = \frac{Tc}{J}$, $c = \frac{d}{2}$ y $J = \frac{\pi d^4}{32}$ (Budynas & Nisbett, 2012)

Figura 43

Barra redonda ranurada en torsión



Nota. Determinación de K_{ts} ; con $\tau_o = \frac{Tc}{J}$, $c = \frac{d}{2}$ y $J = \frac{\pi d^4}{32}$ (Budynas & Nisbett, 2012)

2.9. Software CAD/CAE

Son herramientas informáticas que permiten llevar a cabo diversas fases de diseño (modelado, prototipado, pruebas, etc.), de una manera acelerada y con relativa facilidad.

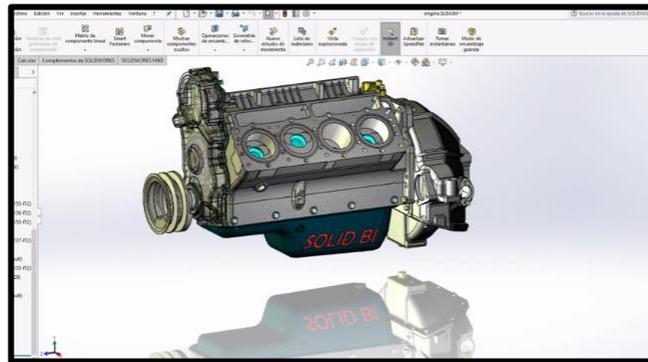
Cuando esto ocurre, se dice que tenemos un sistema de diseño asistido por computador, es decir, un sistema CAD. Si el proceso de diseño se apoya en herramientas informáticas que permiten la fabricación de las piezas diseñadas, se habla entonces de CAM (Computer Aided Manufacturing). Cuando las herramientas informáticas se utilizan para ayudar (o sustituir) a las tareas de análisis de algunos procesos de ingeniería, se habla de CAE (Computer Aided Engineering). Ejemplos de CAE serían las herramientas capaces de calcular estructuras, analizar la durabilidad

de piezas, o calcular la resistencia aerodinámica o hidrodinámica de un objeto. (Gomez, 2015)

En la figura 44 y 45 se puede visualizar la interfaz de trabajo en un software CAD/CAE.

Figura 44

Interfaz software de diseño 3D (CAD)



Nota. Entorno de ensamble del software CAD (SOLIDBI, 2017)

Normalmente, un diseño o modelo es necesario previamente para fabricar o analizar los objetos, por lo que un sistema CAD es casi siempre necesario para realizar CAM o CAE. Es por ello que muchas veces se habla de CAD/CAM o CAD/CAE, aunque algunas veces se habla de sistemas CAD para referirse a los tres conceptos. (Gomez, 2015)

2.9.1. Método del elemento finito (FEM)

El Método de Elemento Finito es una técnica de análisis numérico que se emplea para obtener soluciones aproximadas de una amplia variedad de problemas que se aplican en la ingeniería. (Granda, 2004)

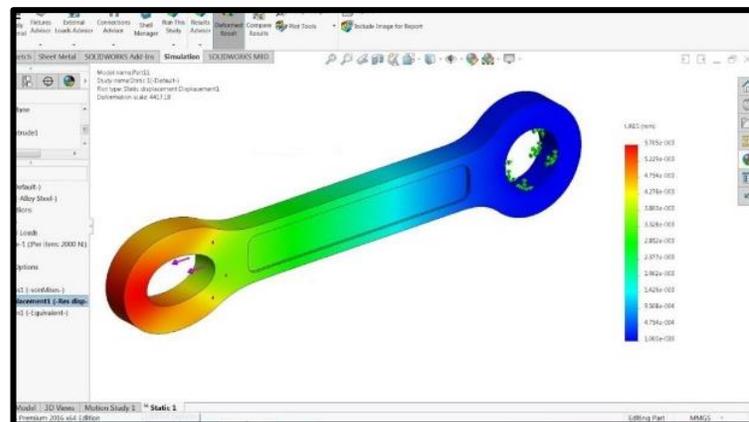
El FEM está pensado para ser usado en ordenadores y es un procedimiento numérico modelado con ecuaciones diferenciales que divide al continuo en pequeñas regiones o elementos finitos cuyo comportamiento se analiza por separado. Es un método que a través de elemento lineales planos o de volumen, conectados mediante nodos, discretiza estructuras, partes y elementos de máquinas. (Granda, 2004)

Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados “nodos”. Dos nodos son contiguos si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de proximidad se llama “malla”. (Sandoval & Be aiz, 2012)

Dicho método tiene gran aplicación en áreas de la ingeniería como mecánica de fluidos, análisis estructural, transferencia de calor, electromagnetismo entre otros.

Figura 45

Herramientas de análisis (CAE)



Nota. Entorno de simulación del software CAE (SOLIDBI, 2017)

Capítulo III

3. Consideraciones iniciales para el estudio y cálculos

3.1. Vehículo considerado para el estudio

Como se mencionó anteriormente, el vehículo considerado para el presente estudio es un Chevrolet Aveo T250 1.6L 2012, en la tabla 7 se puede observar sus especificaciones técnicas, algunas de las cuales serán usadas posteriormente en los cálculos.

Tabla 7

Ficha Técnica Chevrolet AVEO T250 (Emotion) 1.6 16V (2006-2013)



MOTOR	
Motor	E-TECH II 1,6
Cilindraje (CC.).	1598
Diam x Carrera (mm)	79 x 81,5
Nro. cilindros/Configuración	4 en línea/transversal
Tipo	DOHC 16V
Relación de compresión	9,5:1
Potencia (Hp @ rpm)	103 @ 6000
Torque (Nm @ rpm)	144,1 @ 3600
Aceleración 0 – 100Km/h	10,5 s

TRANSMISIÓN	
Transmisión	Manual 5 vel.
Caja de cambios relaciones 1°	3,545
Caja de cambios relaciones 2°	1,952
Caja de cambios relaciones 3°	1,276
Caja de cambios relaciones 4°	0,971
Caja de cambios relaciones 5°	0,763
Reversa	3,333
Relación final de eje	4,176

DIMENSIONES Y CAPACIDADES	
Dimensiones mm (L,Al,An,Dist ejes)	4310/1500/1710/2480
Peso bruto vehicular (Kg)	1535
Peso vacío (Kg)	1125

Nota. Datos obtenidos de (Chevrolet, 2014)

Cabe mencionar que el semieje de transmisión en el que se llevará a cabo el estudio es intercambiable con todos los modelos de Aveo T200, T250 y T255 (modelos Family, Activo, Emotion para varios países de Sudamérica).

3.2. Selección del material del semieje de transmisión para el estudio

Para el análisis, el material seleccionado para el palier de transmisión será el acero de aleación 42CrMo, 42CrMo4 o lo que su equivalente en AISI-SAE es el 4140, como se puede observar en la Tabla 8.

Tabla 8

Equivalencias en otras normas del acero aleado 42CrMo4

EN	DIN	N° STAND	UNE	STAS	AFNOR	BS	UNI	AISI/SAE	GOST
42CrM04	42CrMo4	1.7225	F152	42MoCr11q	42CD4	708M40	42CrMo4	4140	42xM/ 38XM

Nota. Equivalencias obtenidas de (AUSA Special Steels, 2015)

Se eligió este acero debido a la información obtenida de la empresa GJF Autoparts (figura 46), a través del mercado de repuestos en línea, en el cual se especifica que el material de un eje de transmisión de un vehículo Chevrolet Aveo 2012 es el mencionado previamente. Esta información confirma lo que se había planteado en el capítulo anterior de que un material muy adecuado para ejes de transmisión son el AISI 4140 y el AISI 4340 (sugerido para ejes de más de 3" de diámetro), entre otros.

Figura 46

Características del semieje de transmisión del Chevrolet Aveo 1.6L 2012

OE NO.:	C-GM146-8H	Accesorios para au... Chevrolet
De referencia:	TY-GYL15A48	Talla: 925MM/25/22
Material:	42CrMo alloy steel	Número de Modelo: C-GM146-8H
Garantía:	12 Months	Marca: GJF
Lugar del origen:	Zhejiang, China	Marca de coche: drive shaft for ChevroletAVEO 1.4 1.6 AT 11-13
Product Name:	drive shaft for Chevrolet AVEO 1.4 1.6 AT 2011-2013	Color: black
MOQ:	4pcs	Brand: GJF

Nota. Información obtenida de la web comercial de repuestos (GJF Autoparts, 2014)

A continuación, se detallan las características principales del acero AISI/SAE 4140.

3.2.1. Propiedades del acero AISI/SAE 4140

- **Aplicaciones:**

El Acero AISI 4140 es un acero de medio carbono, aleado al cromo molibdeno muy versátil, de buena penetración al temple. Entre sus aplicaciones principales se encuentra la fabricación de engranajes, ejes, cigüeñales, bielas, cilindros de motores, árboles de transmisión, pernos y tuercas sometidos a altos requerimientos de torsión e impacto.

- **Composición química %:**

Carbono: 0.38 – 0.43

Cromo: 0.8 - 1.1

Molibdeno: 0.15 – 0.25

Manganeso: 0.75 – 1

Silicio: Menor o igual a 0.4

Fósforo: Menor o igual a 0.035

Azufre: Menor o igual a 0.04

- **Propiedades mecánicas:**

Dureza

Caliente y maquinado: 187 HB

Estirado en frío: 223 HB

Templado y revenido: 341 HB

Tabla 9

Propiedades mecánicas acero AISI 4140

Díámetro en mm Φ	Límite elástico min. N/mm ²	Resistencia a la tracción min. N mm ²	Elongación min. %	Tenacidad min. (ISO-V)
≤ 16	900	1000 - 1300	10	30
> 16 ≤ 40	750	1000 - 1200	11	35
> 40 ≤ 100	650	900 - 1100	12	35
> 100 ≤ 160	550	800 - 950	13	35
> 160 ≤ 250	500	750 - 900	14	35
> 250 ≤ 500	460	690 - 840	15	38
> 500 ≤ 750	390	590 - 740	16	38

Nota. Valores referenciales (ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A., 2021)

- **Propiedades físicas:**

Densidad: 7.833 Kg/m^3

Módulo de elasticidad: 200-210 GPa

Módulo de elasticidad a cortante: 79-80 GPa

Conductividad térmica:

A 100°C - $42.7 \text{ W/m}^\circ\text{K}$

A 200°C - $42.3 \text{ W/m}^\circ\text{K}$

A 300°C - $37.7 \text{ W/m}^\circ\text{K}$

- **Tratamientos térmicos:**

Forja: $850/1100^\circ\text{C}$ y se enfría en ceniza o arena.

Temple: $830/850^\circ\text{C}$ y se enfría en aceite.

Normalizado: $850/870^\circ\text{C}$ y se enfría al aire.

Recocido: $680/720^\circ\text{C}$ dejando enfriar en el horno.

Revenido: $500/650^\circ\text{C}$ y se enfría al aire.

Aclaración: Todos los valores son expresados únicamente como guía, pues dependen de múltiples variables como la composición química real, geometría de la barra y temperaturas de tratamientos térmicos, por lo que no deberían ser tomados como valores exactos en las etapas de diseño de los elementos.

3.3. Selección del aro o rin para el estudio

El vehículo Chevrolet AVEO 1.6L 2012, admite aros de diámetro de 13.0" a 17.0", con un diámetro de círculo de paso (PCD) de 4X100, que significa que el aro posee 4 agujeros para los pernos y que el diámetro del círculo de pernos es de 100 mm. También tiene un desplazamiento (ET) de entre 39 y 45 mm.

Respetando estos parámetros principales se seleccionó para el estudio, el aro SPARCO TROFEO 4 indicado en la figura 47.

Figura 47.

Llanta Sparco Trofeo 4 Fume Black Full Polished



Nota. Información obtenida de la web comercial (OZ Racing, 2020)

Este modelo de aro tiene diámetros disponibles de 14", 15", 16" y 17", por lo que servirá para nuestro estudio en cuestión. El material del rin es de aleación (aluminio) y se seleccionaron los siguientes tipos:

Rin 14" aluminio

- **4x100 6.0J – ET39 → Peso de: 6.40 Kg**

Rin 16" aluminio

- **4x100 6.5J – ET42 → Peso de: 8.00 Kg**

Rin 17" aluminio

- **4x100 7.0J – ET44 → Peso de: 8.90 Kg**

La información de las características de los aros Sparco Trofeo 4, se obtuvo de la página del distribuidor francés de aros Foire Aux Jantes, y la información consultada se la puede observar en el Anexo A.

Para lo referente al estudio con aros de acero, debido a la imposibilidad de encontrar el mismo modelo de aro de acero que se consideró para aluminio, y debido a que es prácticamente inexistente aros de acero de 17" para turismos, se optó por llevar a cabo la estimación que sugiere (Plaehn, 2017) en su artículo, en el cual nos dice: " Al reemplazar llantas de acero estándar de 14 o 15 pulgadas (356 mm y 381 mm) por modelos de aluminio del mismo tamaño, el ahorro de peso será de entre 3 a 4 libras (1,5 a 2 kg) por rueda. Al reemplazar llantas de 16 pulgadas (406 mm), el ahorro de peso debería ser de 5 libras (2,5 kg) por rueda. Con los vehículos utilitario y las camionetas, con llantas más pesadas de 17 y 18 pulgadas, se debería conseguir un ahorro de peso de hasta 10 libras (4,5 kg) de peso."

Por consiguiente, para el estudio con aros de acero se considerarán las mismas dimensiones de los aros de aluminio, pero para el aro de 14" se le añadirá 1.5 Kg al

peso del aro de aluminio. Para el aro de 16" se le añadirá 2.5 Kg y para el aro de 17" se le añadirá 4 Kg al peso del aro de aluminio.

Entonces, para rines de acero:

Rin 14" acero

- **4x100 6.0J – ET39 → Peso de: 7.9 Kg**

Rin 16" acero

- **4x100 6.5J – ET42 → Peso de: 10.5 Kg**

Rin 17" acero

- **4x100 7.0J – ET44 → Peso de: 12.9 Kg**

3.4. Selección del neumático para el estudio

Para la selección del neumático evidentemente se tendrá en cuenta: primero el ancho de nuestros aros seleccionados previamente, y en segundo lugar el diámetro exterior del neumático de fábrica, que puede ser un 185/60 R14 82H o un 185/55 R15 82V. De esta manera se buscará que el diámetro de los neumáticos seleccionados no difiera en más del 3% del diámetro exterior original, algo indicado en normativas internacionales como la de la ITV España.

Entonces, los neumáticos seleccionados para el estudio son unos Kumho Tire Ecsta PS31 de ultra alto desempeño (figura 48) y las características son las siguientes:

Neumático 14"

- 195/60 R14 86H → Peso de: 16 lb (7.26 Kg)

Neumático 16"

- 205/45 R16 87W → Peso de: 18 lb (8.17 Kg)

Neumático 17"

- 205/40 R17 84W → Peso de: 18 lb (8.17 Kg)

Figura 48

Kumho Tire Ecsta PS31



Nota. Información obtenida de la web comercial (Tire Rack, 2020)

Las características de los neumáticos fueron obtenidas de (Tire Rack, 2020) y pueden ser observadas en el Anexo B.

Finalmente, con las características de los aros y neumáticos podemos determinar tanto el peso del conjunto aro-neumático, como la circunferencia exterior, pasos fundamentales para los cálculos posteriores.

Peso de los conjuntos aro-neumático Aluminio:

R14 = 13.66 Kg

R16 = 16.17 Kg

R17 = 17.07 Kg

Peso de los conjuntos aro-neumático Acero:

R14 = 15.16 Kg

R16 = 18.67 Kg

R17 = 21.07 Kg

3.5. Consideraciones iniciales adicionales

- Para el estudio, se elegirá el semieje o palier de transmisión del lado derecho, que por su geometría (mayor longitud que el palier izquierdo), se puede inferir que ocurrirán las mayores deflexiones.
- El torque que llegará al palier de transmisión que será empleado en el análisis será el entregado en primera velocidad pues en tal condición (arrancar del reposo) se producirían las mayores cargas (como se demostrará más adelante en los cálculos).
- Dado que la flecha en toda su extensión no posee elementos de transmisión de potencia como poleas o engranajes ni otros elementos que puedan producir una carga perpendicular al eje longitudinal de la flecha y sumado a que se

analizará el instante antes de la ruptura del reposo, no existirá momentos flectores, es decir la flecha estará sometida a torsión pura en ese instante.

- Se considerará para el estudio una superficie recta (horizontal) y de asfalto seco (cuyos coeficientes de rozamiento con el neumático según Physics Lab, aproximadamente son: $\mu_s = 0.85$ y $\mu_k = 0.67$).
- Sabemos que variables como presión de inflado, estado, y temperatura de los neumáticos y de la calzada o irregularidades del terreno, entre otros, pueden afectar las condiciones de adherencia y coeficientes de rozamiento entre neumático y la superficie de contacto. Por lo tanto, no se tomará en cuenta estos aspectos o simplemente se asumirá que todos ellos se encuentran en los parámetros adecuados de funcionamiento.
- Al peso en vacío del vehículo se le añadirá el peso de 5 ocupantes con su respectivo equipaje, es decir 75 kg por cada ocupante.
- Como se sabe los valores de potencia y torque máximo del motor que entrega el fabricante son teóricos, pero sabemos que en la práctica siempre se producirán pérdidas mecánicas debido al rozamiento de los elementos de transmisión en continua interacción, es por eso que se tomara como valores de potencia y torque máximos los entregados a través de pruebas del Aveo 1.6 en un dinamómetro (obtenidos de fuentes bibliográficas).

3.6. Circunferencia exterior de la rueda y radio efectivo

El diámetro exterior es el diámetro geométrico o nominal de la rueda, es decir el diámetro cuando la rueda no se encuentra cargada. Se lo puede obtener mediante las características del propio neumático, aplicando la siguiente fórmula.

Ecuación 14

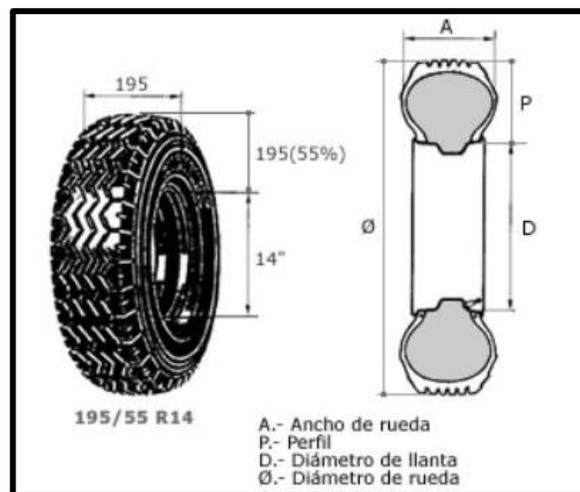
Fórmula para el diámetro exterior de la rueda

$$Diam\ ext\ rueda = 2 \left((Anchura\ neumático) * \left(\frac{Relación\ perfil}{100} \right) \right) + Diametro\ rin * (25.4)$$

Esta fórmula puede ser fácilmente extraída de cualquier gráfico donde se aprecien las cotas de la rueda (Figura 49).

Figura 49

Cotas principales de una rueda



Nota. Dimensiones fundamentales de una rueda (Google Sites, 2008)

A manera de ejemplo se calculará el diámetro nominal de las ruedas originales que podemos encontrar en nuestro Aveo T250:

- 185/60 R14

$$Diam\ ext\ rueda = 2 \left((185mm) * \left(\frac{60}{100} \right) \right) + 14\ pulg * (25.4mm)$$

$$Diam\ ext\ rueda = 577.6\ mm$$

- 185/55 R15

$$Diam\ ext\ rueda = 2 \left((185mm) * \left(\frac{55}{100} \right) \right) + 15\ pulg * (25.4mm)$$

$$Diam\ ext\ rueda = 584.5\ mm$$

Como se puede observar ambos tipos de neumáticos de fábrica que nos podemos encontrar en este modelo de Aveo son equivalentes (menos del 3% de diferencia).

Con respecto al radio efectivo, radio geométrico o sin carga y radio con carga (Reza, 2008) menciona que, para neumáticos radiales, una buena estimación de los radios es la siguiente:

Ecuación 15

Estimación del radio efectivo de la rueda

$$r_{efec} = 0.98 * r_{sin}$$

Ecuación 16

Estimación del radio con carga de la rueda

$$r_{con} = 0.92 * r_{sin}$$

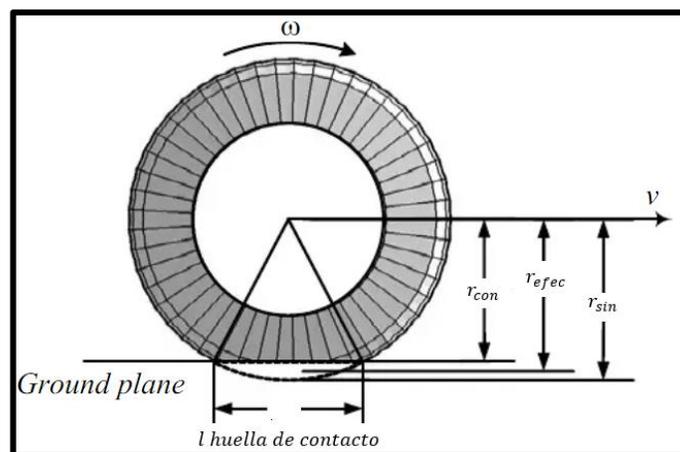
Por lo tanto, se cumple que: $r_{con} < r_{efec} < r_{sin}$

El radio efectivo es el radio que tendría un neumático verticalmente cargado y que se encuentra desplazándose, el radio con carga es el que tiene un neumático verticalmente cargado sin movimiento y el radio sin carga o geométrico es el que tiene un neumático que no posee carga vertical (imaginar que el neumático no está en contacto con el suelo) y se lo obtiene de las dimensiones del neumático.

En la figura 50 se puede apreciar los radios mencionados.

Figura 50

Radio efectivo comparado con el radio con carga y sin carga



Nota. Representación de los tipos de radios de la rueda (Reza, 2008)

Continuando con el ejemplo anterior para calcular el r_{efec} y el r_{con} :

- 185/60 R14

$$Diam\ ext\ rueda = 577.6\ mm$$

$$r_{efec} = 0.98 \left(\frac{577.6\ mm}{2} \right) = 283.02\ mm$$

$$r_{con} = 0.92 \left(\frac{577.6\ mm}{2} \right) = 265.7\ mm$$

- 185/55 R15

$$Diam\ ext\ rueda = 584.5\ mm$$

$$r_{efec} = 0.98 \left(\frac{584.5\ mm}{2} \right) = 286.41\ mm$$

$$r_{con} = 0.92 \left(\frac{584.5\ mm}{2} \right) = 268.87\ mm$$

En nuestro caso, para los cálculos posteriores deberíamos trabajar con el radio con carga r_{con} , debido a que se considera el instante donde el vehículo intenta romper el reposo.

3.7. Cálculos preliminares

A continuación, se procederá a calcular para nuestras ruedas de estudio los diámetros y radios de trabajo, también se procederá a calcular los pares torsionales máximos en el palier producidos por cada uno de los conjuntos aro-neumático planteado para el estudio. Seguido de eso se calculará los valores torsionales en cada una de las velocidades que la caja de cambios y el diferencial entregan al palier.

3.7.1. Cálculo de los diámetros y radios de las ruedas de estudio.

- **Rueda con neumático 195/60 R14**

$$Diam\ ext\ rueda = 2 \left((195mm) * \left(\frac{60}{100} \right) \right) + 14\ pulg * (25.4mm)$$

$$Diam\ ext\ rueda = 589.6\ mm$$

$$r_{con} = 0.92 \left(\frac{589.6\ mm}{2} \right) = 271.22\ mm = 0.27122\ m$$

- **Rueda con neumático 205/45 R16**

$$Diam\ ext\ rueda = 2 \left((205mm) * \left(\frac{45}{100} \right) \right) + 16\ pulg * (25.4mm)$$

$$Diam\ ext\ rueda = 590.9\ mm$$

$$r_{con} = 0.92 \left(\frac{590.9\ mm}{2} \right) = 271.81\ mm = 0.27181\ m$$

- **Rueda con neumático 205/40 R17**

$$Diam\ ext\ rueda = 2 \left((205mm) * \left(\frac{40}{100} \right) \right) + 17\ pulg * (25.4mm)$$

$$Diam\ ext\ rueda = 595.8\ mm$$

$$r_{con} = 0.92 \left(\frac{595.8 \text{ mm}}{2} \right) = 274.07 \text{ mm} = 0.27407 \text{ m}$$

3.7.2. Cálculo de las cargas que se oponen al movimiento de la rueda (Torque en el lado de la rueda)

Como ya fue mencionado previamente, el Aveo T250 considerado para el estudio posee de fábrica aros de aluminio 5.5Jx14 o 5.5Jx15 y neumáticos 185/60 R14 o 185/55 R15, respectivamente. El peso de estos conjuntos aro-neumático originales es de aproximadamente 13.9 kg. Se puede observar en el Anexo C.

Por lo tanto, se procederá a restar el peso de este conjunto original, del peso del vehículo en vacío y serán reemplazados por los conjuntos empleados para el estudio y que ya fueron establecidos en los apartados anteriores.

Entonces:

$$\text{Peso del vehículo sin ruedas} = \text{Peso del vehículo} - 4(\text{peso ruedas originales})$$

$$\text{Peso del vehículo sin ruedas} = 1125 \text{ kg} - 4(13.9 \text{ Kg})$$

$$\text{Peso del vehículo sin ruedas} = 1069.4 \text{ Kg}$$

A. Conjunto aro-neumático 14" Aluminio

A continuación, se calculará el peso sobre la rueda con nuestro conjunto aro-neumático 14" de aluminio. **R14 = 13.66 Kg**

$$\text{Peso del vehículo rin 14" aluminio} = 1069.4 \text{ Kg} + 4(13.66 \text{ kg}) = 1124.04 \text{ kg}$$

Ecuación 17

Peso sobre la rueda

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(\text{peso del vehículo} + (\text{ocupantes})(\text{peso ocupantes})) * \text{gravedad}}{4 \text{ ruedas}}$$

Entonces:

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(1124.04 \text{ kg} + 5(75 \text{ kg})) * (9.81 \text{ m/s}^2)}{4}$$

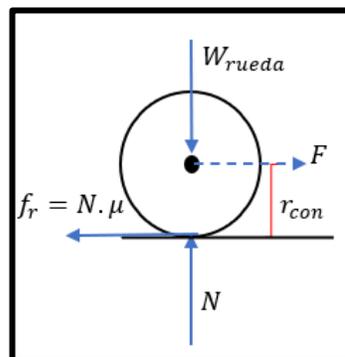
$$\text{Peso sobre la rueda} = 3676.4 \text{ N}$$

Se procede a calcular la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada.

Como se observa en el DCL de la rueda en la figura 51, para calcular la fuerza de rozamiento necesitamos multiplicar el peso sobre la rueda por el coeficiente de rozamiento. Luego se procederá a calcular el momento que se opone al movimiento al multiplicar la fuerza de rozamiento por la altura al eje, es decir nuestro r_{con} .

Figura 51

Diagrama de cuerpo libre de la rueda



Nota. Representación de las fuerzas sobre la rueda

Entonces:

$$\sum Fy = 0$$

$$N = W_{rueda}$$

Por lo tanto, la fuerza de rozamiento resulta:

Ecuación 18

Fuerza de rozamiento entre la rueda y la superficie

$$f_r = W_{rueda} * \mu$$

A manera de comparación calcularemos la fuerza de rozamiento estática y cinética en este primer conjunto aro-neumático, esto para demostrar que el momento presente al romper el reposo es mayor que el momento cuando la rueda ya está en movimiento.

$$f_{rs} = (3676.4 \text{ N})(0.85) = 3124.94 \text{ N}$$

$$f_{rk} = (3676.4 \text{ N})(0.67) = 2463.19 \text{ N}$$

Se procede a calcular los momentos o torques a vencer mediante la ecuación 19.

Ecuación 19

Torque producido por la fuerza de rozamiento y la altura del eje

$$\text{Torque}_{\text{Lado rueda}} = f_r * r_{con}$$

$$\text{Torque}_{f_{rs}} = (3124.94 \text{ N})(0.27122 \text{ m}) = 847.55 \text{ Nm} \quad ; \text{ Utilizando } r_{con}$$

$$\text{Torque}_{f_{rk}} = (2463.19 \text{ N})(0.288904 \text{ m}) = 711.63 \text{ Nm} \quad ; \text{ Utilizando } r_{efec}$$

Apreciándose de esta manera lo expresado en el párrafo anterior.

B. Conjunto aro-neumático 16" Aluminio

Se calculará el peso sobre la rueda con nuestro conjunto aro-neumático 16" de aluminio. **R16 = 16.17 Kg**

$$\text{Peso del vehículo rin 16" aluminio} = 1069.4 \text{ Kg} + 4(16.17 \text{ kg}) = 1134.08 \text{ kg}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(\text{peso del vehículo} + (\text{ocupantes})(\text{peso ocupantes})) * \text{gravedad}}{4 \text{ ruedas}}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(1134.08 \text{ kg} + 5(75 \text{ kg})) * (9.81 \text{ m/s}^2)}{4}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = 3701.02 \text{ N}$$

Procedemos a calcular la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada.

$$f_r = W_{\text{rueda}} * \mu$$

$$f_{rs} = (3701.02 \text{ N})(0.85) = 3145.87 \text{ N}$$

Se procede a calcular el torque a vencer.

$$\text{Torque}_{f_{rs}} = (3145.87 \text{ N})(0.27181 \text{ m}) = 855.08 \text{ Nm}$$

C. Conjunto aro-neumático 17" Aluminio

Se calculará el peso sobre la rueda con nuestro conjunto aro-neumático 17" de aluminio. **R17 = 17.07 Kg**

$$\text{Peso del vehículo rin 17" aluminio} = 1069.4 \text{ Kg} + 4(17.07 \text{ kg}) = 1137.68 \text{ kg}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(\text{peso del vehículo} + (\text{ocupantes})(\text{peso ocupantes})) * \text{gravedad}}{4 \text{ ruedas}}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(1137.68 \text{ kg} + 5(75 \text{ kg})) * (9.81 \text{ m/s}^2)}{4}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = 3709.85 \text{ N}$$

Procedemos a calcular la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada.

$$f_r = W_{\text{rueda}} * \mu$$

$$f_{rs} = (3709.85 \text{ N})(0.85) = 3153.37 \text{ N}$$

Se procede a calcular el torque a vencer.

$$\text{Torque}_{f_{rs}} = (3153.37 \text{ N})(0.27407 \text{ m}) = 864.24 \text{ Nm}$$

D. Conjunto aro-neumático 14" Acero

Se calculará el peso sobre la rueda con nuestro conjunto aro-neumático 14" de acero. **R14 = 15.16 Kg**

$$\text{Peso del vehículo rin 14" acero} = 1069.4 \text{ Kg} + 4(15.16 \text{ Kg}) = 1130.04 \text{ kg}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(\text{peso del vehículo} + (\text{ocupantes})(\text{peso ocupantes})) * \text{gravedad}}{4 \text{ ruedas}}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(1130.04 \text{ kg} + 5(75 \text{ kg})) * (9.81 \text{ m/s}^2)}{4}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = 3691.11 \text{ N}$$

Procedemos a calcular la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada.

$$f_r = W_{\text{rueda}} * \mu$$

$$f_{rs} = (3691.11 \text{ N})(0.85) = 3137.44 \text{ N}$$

Se procede a calcular el torque a vencer.

$$\text{Torque}_{f_{rs}} = (3137.44 \text{ N})(0.27122 \text{ m}) = 850.94 \text{ Nm}$$

E. Conjunto aro-neumático 16" Acero

Se calculará el peso sobre la rueda con nuestro conjunto aro-neumático 16" de acero. **R16 = 18.67 Kg**

$$\text{Peso del vehículo rin 16" acero} = 1069.4 \text{ Kg} + 4(18.67 \text{ Kg}) = 1144.08 \text{ kg}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(\text{peso del vehículo} + (\text{ocupantes})(\text{peso ocupantes})) * \text{gravedad}}{4 \text{ ruedas}}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(1144.08 \text{ kg} + 5(75 \text{ kg})) * (9.81 \text{ m/s}^2)}{4}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = 3725.54 \text{ N}$$

Procedemos a calcular la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada.

$$f_r = W_{\text{rueda}} * \mu$$

$$f_{rs} = (3725.54 \text{ N})(0.85) = 3166.71 \text{ N}$$

Se procede a calcular el torque a vencer.

$$\text{Torque}_{f_{rs}} = (3166.71 \text{ N})(0.27181 \text{ m}) = 860.74 \text{ Nm}$$

F. Conjunto aro-neumático 17" Acero

Se calculará el peso sobre la rueda con nuestro conjunto aro-neumático 17" de acero. **R17 = 21.07 Kg**

$$\text{Peso del vehículo rin 17" acero} = 1069.4 \text{ Kg} + 4(21.07 \text{ Kg}) = 1153.68 \text{ kg}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(\text{peso del vehículo} + (\text{ocupantes})(\text{peso ocupantes})) * \text{gravedad}}{4 \text{ ruedas}}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = \frac{(1153.68 \text{ kg} + 5(75 \text{ kg})) * (9.81 \text{ m/s}^2)}{4}$$

$$\text{Peso sobre la rueda} = 3749.09 \text{ N}$$

Procedemos a calcular la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada.

$$f_r = W_{\text{rueda}} * \mu$$

$$f_{rs} = (3749.09)(0.85) = 3186.72 \text{ N}$$

Se procede a calcular el torque a vencer.

$$\text{Torque}_{f_{rs}} = (3186.72 \text{ N})(0.27407 \text{ m}) = 873.39 \text{ Nm}$$

3.7.3. Cálculo del torque entregado por el sistema de transmisión al semieje (Torque en el lado de la caja)

Como se puede observar en la ficha técnica del vehículo (Tabla 7), el fabricante entrega el dato de desmultiplicación tanto en cada velocidad de la caja, como la del diferencial. Utilizando estos datos podemos ser capaz de obtener la relación de

transmisión total en cada marcha, esto al multiplicar la relación de transmisión en cada marcha por la relación de transmisión del diferencial.

Ecuación 20

Relación de transmisión total para cada marcha

$$Rel\ total\ cada\ velocidad = Rel\ cada\ velocidad * Rel\ diferencial$$

- Relación en 1° = 3.545
- Relación en 2° = 1.952
- Relación en 3° = 1.276
- Relación en 4° = 0.971
- Relación en 5° = 0.763
- Relación reversa = 3.333
- Relación diferencial = 4.176

Para el caso de la primera velocidad:

$$Rel\ total_{primera} = (3.545)(4.176) = 14.804$$

Para el caso de la segunda velocidad:

$$Rel\ total_{segunda} = (1.952)(4.176) = 8.152$$

Para el caso de la tercera velocidad:

$$Rel\ total_{tercera} = (1.276)(4.176) = 5.329$$

Para el caso de la cuarta velocidad:

$$Rel\ total_{cuarta} = (0.971)(4.176) = 4.055$$

Para el caso de la quinta velocidad:

$$Rel\ total_{quinta} = (0.763)(4.176) = 3.186$$

Para el caso de la reversa:

$$Rel\ total_{reversa} = (3.333)(4.176) = 13.919$$

A continuación, se procede a calcular el torque entregado al palier en cada marcha. Para ello se procederá a utilizar los valores de par y potencia máximo entregados por un dinamómetro.

Según (Toapaxi Casanoba, 2019), en su estudio determina a través de un dinamómetro que un Chevrolet Aveo 1.6L entrega una potencia máxima de 92.4 Hp a 6000 rpm y un torque máximo de 124.5 Nm a 3800 rpm.

Con este torque máximo “real” se multiplicará por la relación total de cada marcha y este resultado será dividido para 2, pues el torque entregado por el grupo reductor es para los dos palieres de transmisión.

Ecuación 21

Torque entregado al palier por parte del conjunto reductor

$$Torque_{palier} = \frac{Torque_{max} * Rel\ total\ cada\ velocidad}{2}$$

Entonces, para el caso de la primera velocidad:

$$Torque_{palier\ primera} = \frac{Torque_{max} * Rel\ total_{primera}}{2}$$

$$Torque_{palier\ primera} = \frac{(124.5\ Nm)(14.804)}{2} = 921.55\ Nm$$

Para el caso de la segunda velocidad:

$$Torque_{palier\ segunda} = \frac{Torque_{max} * Rel\ total_{segunda}}{2}$$

$$Torque_{palier\ segunda} = \frac{(124.5\ Nm)(8.152)}{2} = 507.46\ Nm$$

Para el caso de la tercera velocidad:

$$Torque_{palier\ tercera} = \frac{Torque_{max} * Rel\ total_{tercera}}{2}$$

$$Torque_{palier\ tercera} = \frac{(124.5\ Nm)(5.329)}{2} = 331.73\ Nm$$

Para el caso de la cuarta velocidad:

$$Torque_{palier\ cuarta} = \frac{Torque_{max} * Rel\ total_{cuarta}}{2}$$

$$Torque_{palier\ cuarta} = \frac{(124.5\ Nm)(4.055)}{2} = 252.42\ Nm$$

Para el caso de la quinta velocidad:

$$Torque_{palier\ quinta} = \frac{Torque_{max} * Rel\ total_{quinta}}{2}$$

$$Torque_{palier\ quinta} = \frac{(124.5\ Nm)(3.186)}{2} = 198.33\ Nm$$

Para el caso de la reversa:

$$Torque_{palier\ reversa} = \frac{Torque_{max} * Rel\ total_{reversa}}{2}$$

$$Torque_{palier\ reversa} = \frac{(124.5\ Nm)(13.919)}{2} = 866.46\ Nm$$

Como se puede observar el mayor torque que entrega el conjunto caja-diferencial al palier es en la primera velocidad, esto porque es en este instante en el que se necesita la mayor fuerza para arrancar y romper el reposo. Entonces se puede definir que el momento torsor máximo en el palier en el lado de la caja será el de primera velocidad, mientras que los momentos torsores al lado de la rueda son los definidos por la modificación de las características de los rines y neumáticos.

A continuación, se presenta una tabla resumen de los momentos de torsión previamente calculados.

Tabla 10

Resumen máximos pares torsionales a los que está sometido el palier

	Peso sobre la rueda	Fuerza de rozamiento a vencer	Altura del eje (rcon)	Torsión de resistencia (lado rueda)	Torsión entregada en 1era Vel. (lado caja)	Torsión entregada en reversa (lado caja)
ALUMINIO						
Rin 14"	3676,40 N	3124,94 N	0,27122 m	847,55 Nm	921,55 Nm	866,46 Nm
Rin 16"	3701,02 N	3145,87 N	0,27181 m	855,08 Nm	921,55 Nm	866,46 Nm
Rin 17"	3709,85 N	3153,37 N	0,27407 m	864,24 Nm	921,55 Nm	866,46 Nm
ACERO						
Rin 14"	3691,11 N	3137,44 N	0,27122 m	850,94 Nm	921,55 Nm	866,46 Nm
Rin 16"	3725,54 N	3166,71 N	0,27181 m	860,74 Nm	921,55 Nm	866,46 Nm
Rin 17"	3749,09 N	3186,72 N	0,27407 m	873,39 Nm	921,55 Nm	866,46 Nm

Nota. Se resalta la torsión máxima de la transmisión y la causada por cada rueda

En esta tabla se puede observar que el par a vencer (en el lado de la rueda), va aumentando a medida que incrementa el diámetro de la rueda, esto no solo por aumentar muy ligeramente las distancias con respecto al suelo, sino que también y en una mayor medida debido a el propio peso del conjunto aro-neumático en cuestión.

También se observa que la mayor resistencia se da por los rines de 17", en especial el de acero, que como se puede ver presentará dificultad de romper el reposo con la marcha de reversa. No olvidar que consideramos una carga de 5 ocupantes y como par motor máximo un valor menor al teórico dado por el fabricante, también que por motivo de estudio consideramos unos aros de acero de 17", algo muy poco práctico para turismos.

Finalmente se puede observar que en primera velocidad (la más fuerte), no tendrá problema en romper el reposo para iniciar el movimiento en cualquiera de estas condiciones.

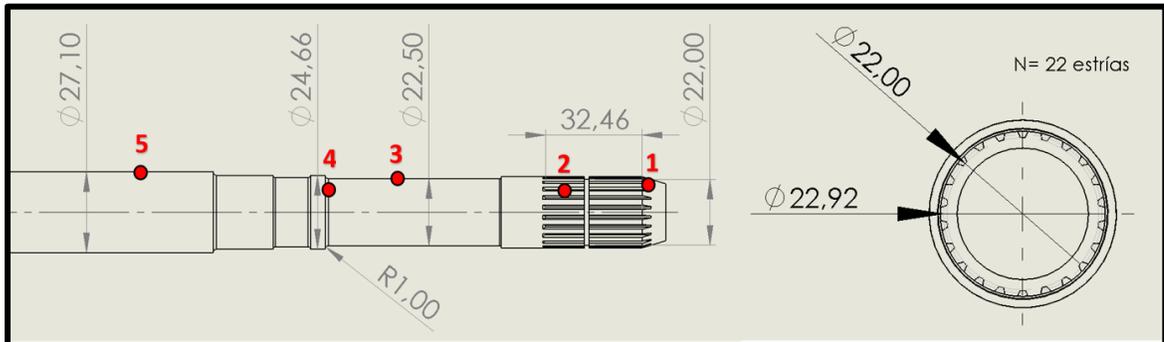
3.8. Cálculo de esfuerzos

A continuación, se realizará el cálculo de los esfuerzos máximos y deflexiones máximas presentes en el palier o flecha de transmisión usando primero la carga producida por la caja y posteriormente por la carga producida por cada uno de los diferentes conjuntos de ruedas.

Para lo que respecta al cálculo de los esfuerzos en el palier, se procederá a calcular los mismos en ciertos puntos de interés y los cuales se muestran en la Figura 52 y se detallan a continuación de la misma.

Figura 52

Puntos considerados para el cálculo de esfuerzos



Nota. Se muestran únicamente las dimensiones necesarias para los cálculos posteriores y se señala los 5 puntos considerados para el cálculo.

Los puntos de interés considerados serán:

- **Punto 1:** El comienzo de la sección cilíndrica con el diámetro más pequeño de la flecha (22 mm).
- **Punto 2:** La zona estriada del lado de la rueda, precisamente en la raíz de la estría, por ser el área en recibir los diferentes valores torsionales y donde se esperaba encontrar los esfuerzos mayores.
- **Punto 3:** La sección con el diámetro de 22.5 mm por ser el segundo diámetro más pequeño y con una longitud relativamente considerable.
- **Punto 4:** La sección del cambio de diámetro de la sección de 22.5 mm hacia la de 24.66 mm, esto con la finalidad de visualizar la concentración de esfuerzos en este punto y observar el incremento de los valores de esfuerzos con respecto a la sección recta de 22.5 mm.

- **Punto 5:** La sección de diámetro de 27.1 mm por ser la de diámetro mayor y en la que se presentará los esfuerzos menores.

Para lo que respecta al cálculo del ángulo de torsión, debido a que existen alrededor de 10 diámetros distintos a lo largo de la flecha y algunos de los cuales, varían apenas unas décimas de milímetro y con longitudes muy pequeñas, se vuelve muy poco práctico calcular el ángulo de torsión uno por uno para cada una de estas secciones para luego sumarlos y obtener el ángulo de torsión total o deflexión angular. En lugar de eso con la ayuda del mismo software CAD podemos determinar un diámetro constante de flecha de tal modo que asignado el material (AISI 4140 o Cr42Mo4) y con la longitud total de la misma (731 mm), obtengamos una masa de la flecha muy aproximada a la original y de esta manera obtener un diámetro constante “equivalente” para el cálculo de dicha deflexión angular total.

Figura 53

Características de la flecha original

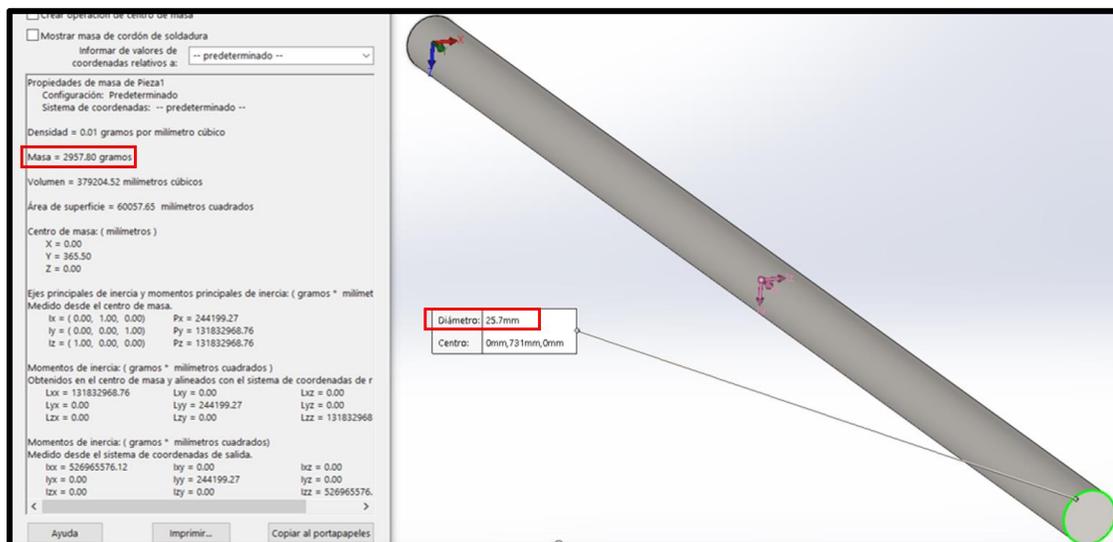


Nota. Se resalta la masa de la flecha original

En la figura 53 y 54 se puede observar la comparación de las características de la flecha original con una flecha con diámetro constante “equivalente”. Este diámetro es de 25.7 mm y es el que será usado para los cálculos analíticos de la deflexión angular para los posteriores apartados.

Figura 54

Características de la flecha de diámetro equivalente



Nota. Masa equivalente y por lo tanto un diámetro constante equivalente

3.8.1. Esfuerzos en el palier producidos por el momento torsional proveniente de la transmisión.

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.022 \text{ m})^4}{32} = 2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(921.55 \text{ Nm})(0.011 \text{ m})}{2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 440.779 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 440.779 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)

Se puede calcular el esfuerzo en esta zona estriada mirando como si se tratara de un engrane recto, mediante la fórmula de esfuerzo de flexión en el diente de engranes rectos y la cual se detalla a continuación:

Ecuación 22

Esfuerzo de flexión en la raíz del diente de un engrane recto

$$\sigma_b = \frac{W_t}{f * m * J} * K_v * K_a * K_s * K_m * K_B * K_I \quad \text{Unidades SI}$$

Donde:

- W_t es la fuerza tangencial transmitida al diente (N)
- m es el módulo métrico
- f es el ancho de la cara del engrane (mm)
- J es el factor geométrico de resistencia a la flexión.
- K_v es el factor dinámico
- K_a es el factor de aplicación
- K_s es el factor de tamaño
- K_m es el factor de distribución de carga
- K_B es el factor del espesor del aro

- K_I es el factor de engrane loco

En el Anexo D se puede observar las figuras o consideraciones para determinar todos los factores de la fórmula.

Entonces:

$$T = W_t * \frac{\text{Diámetro de paso}}{2} \rightarrow W_t = \frac{921.55 \text{ Nm}}{0.01146 \text{ m}} = 80414.485 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza tangencial en un solo diente } W_t = \frac{80414.485 \text{ N}}{22 \text{ estrías}} = 3655.2 \text{ N}$$

$$m = \frac{\text{Diámetro de paso}}{\text{Num dientes}} = \frac{22.92 \text{ mm}}{22 \text{ estrías}} = 1.0418$$

$J = 0.325$ en función del número de dientes y del ángulo de presión del diente obtenido de la Figura D1 del Anexo D.

$K_v = 1.16$ al tener una calidad A6 según la AGMA y obtenido de las Tabla D3 y Figura D4 del Anexo D.

$K_a = 1.5$ en función del grado de choque para este tipo de maquinaria (Tabla D5 del Anexo D)

$K_s = 1$ al tener un módulo $m \leq 5$, (Tabla D6 del Anexo D)

$K_m = 1.195$ en función de la relación entre ancho de cara de diente y diámetro de paso

$$\left(\frac{f}{D_p} = \frac{32.46 \text{ mm}}{22.92 \text{ mm}} = 1.41 \right) \text{ y de la precisión de la alineación de los engranajes. A través de}$$

las Figuras D7 y D8 del Anexo D.

$K_B = 1$ al no existir espacios huecos en la zona estriada.

$K_I = 1$ al no ser un engrane loco.

$$\sigma_b = \frac{3655.2 N}{(32.46 \text{ mm}) \left(1.0418 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right) (0.325)} (1.16)(1.5)(1)(1.195)(1)(1)$$

$$\sigma_b = 691.53166 \frac{N}{\text{mm}^2} = 691.532 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0225 \text{ m})^4}{32} = 2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(921.55 \text{ Nm})(0.01125 \text{ m})}{2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 412.04 \times 10^6 \frac{N}{\text{m}^2} \rightarrow 412.04 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

De la geometría de nuestra flecha tenemos que el diámetro menor es 22.5 mm, diámetro mayor 24.66 mm y un radio de redondeo de 1 mm. Todas estas cotas presentadas previamente en la figura 52.

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 0.044$$

$$\frac{D}{d} = \frac{24.66 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 1.096$$

Con estos valores podemos obtener nuestro k_{ts} de la gráfica de la figura 42.

$$k_{ts} = 1.22$$

$$\tau_{max} = k_{ts} * \tau_o$$

$$\tau_{max} = (1.22)(412.04 \text{ MPa}) = 502.689 \text{ MPa}$$

Como se puede observar el cambio de geometría del eje en este punto, crea concentración de esfuerzos, en este caso se ve que el esfuerzo aumenta en un 22% respecto a la sección uniforme de 22.5 mm.

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0271 \text{ m})^4}{32} = 5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(921.55 \text{ Nm})(0.01355 \text{ m})}{5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 235.82 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 235.82 \text{ MPa}$$

❖ **Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro (D = 25.7 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0257 \text{ m})^4}{32} = 4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

$$\theta = \frac{(921.55 \text{ Nm})(0.731 \text{ m})}{(80 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}$$

$$\theta = 0.19661354 \text{ rad}$$

3.8.2. Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 14” aluminio

❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.022 \text{ m})^4}{32} = 2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(847.55 \text{ Nm})(0.011 \text{ m})}{2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 405.384 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 405.384 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)

$$W_t = \frac{847.55 \text{ Nm}}{0.01146 \text{ m}} = 73957.242 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza tangencial en un solo diente } W_t = \frac{73957.242 \text{ N}}{22 \text{ estrías}} = 3361.69 \text{ N}$$

$$\sigma_b = \frac{3361.69 \text{ N}}{(32.46 \text{ mm}) \left(1.0418 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right) (0.325)} (1.16)(1.5)(1)(1.195)(1)(1)$$

$$\sigma_b = 636.00215 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 636.002 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0225 \text{ m})^4}{32} = 2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(847.55 \text{ Nm})(0.01125 \text{ m})}{2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 378.957 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 378.957 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 0.044$$

$$\frac{D}{d} = \frac{24.66 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 1.096$$

Entonces:

$$k_{ts} = 1.22$$

$$\tau_{max} = k_{ts} * \tau_o$$

$$\tau_{max} = (1.22)(378.957 \text{ MPa}) = 462.327 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0271 \text{ m})^4}{32} = 5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(847.55 \text{ Nm})(0.01355 \text{ m})}{5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 216.885 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 216.885 \text{ MPa}$$

- ❖ Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro ($D = 25.7 \text{ mm}$)

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0257 \text{ m})^4}{32} = 4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

$$\theta = \frac{(847.55 \text{ Nm})(0.731 \text{ m})}{(80 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}$$

$$\theta = 0.18082557 \text{ rad}$$

3.8.3. Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 16” aluminio

- ❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 ($D = 22 \text{ mm}$)

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.022 \text{ m})^4}{32} = 2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(855.08 \text{ Nm})(0.011 \text{ m})}{2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 408.986 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 408.986 \text{ MPa}$$

- ❖ Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)

$$W_t = \frac{855.08 \text{ Nm}}{0.01146 \text{ m}} = 74614.311 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza tangencial en un solo diente } W_t = \frac{74614.311 \text{ N}}{22 \text{ estrías}} = 3391.56 \text{ N}$$

$$\sigma_b = \frac{3391.56 \text{ N}}{(32.46 \text{ mm}) \left(1.0418 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right) (0.325)} (1.16)(1.5)(1)(1.195)(1)(1)$$

$$\sigma_b = 641.65329 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 641.653 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0225 \text{ m})^4}{32} = 2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(855.08 \text{ Nm})(0.01125 \text{ m})}{2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 382.324 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 382.324 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 0.044$$

$$\frac{D}{d} = \frac{24.66 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 1.096$$

Entonces:

$$k_{ts} = 1.22$$

$$\tau_{max} = k_{ts} * \tau_o$$

$$\tau_{max} = (1.22)(382.324 \text{ MPa}) = 466.435 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0271 \text{ m})^4}{32} = 5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(855.08 \text{ Nm})(0.01355 \text{ m})}{5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 218.812 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 218.812 \text{ MPa}$$

❖ **Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro (D = 25.7 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0257 \text{ m})^4}{32} = 4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

$$\theta = \frac{(855.08 \text{ Nm})(0.731 \text{ m})}{(80 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}$$

$$\theta = 0.18243211 \text{ rad}$$

3.8.4. Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 17” aluminio

❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.022 \text{ m})^4}{32} = 2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(864.24 \text{ Nm})(0.011 \text{ m})}{2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 413.367 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 413.367 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)

$$W_t = \frac{864.24 \text{ Nm}}{0.01146 \text{ m}} = 75413.613 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza tangencial en un solo diente } W_t = \frac{75413.613 \text{ N}}{22 \text{ estrías}} = 3427.891 \text{ N}$$

$$\sigma_b = \frac{3427.891 \text{ N}}{(32.46 \text{ mm}) \left(1.0418 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right) (0.325)} (1.16)(1.5)(1)(1.195)(1)(1)$$

$$\sigma_b = 648.5268 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 648.527 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0225 \text{ m})^4}{32} = 2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(864.24 \text{ Nm})(0.01125 \text{ m})}{2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 386.419 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 386.419 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 0.044$$

$$\frac{D}{d} = \frac{24.66 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 1.096$$

Entonces:

$$k_{ts} = 1.22$$

$$\tau_{max} = k_{ts} * \tau_o$$

$$\tau_{max} = (1.22)(386.419 \text{ MPa}) = 471.431 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0271 \text{ m})^4}{32} = 5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(864.24 \text{ Nm})(0.01355 \text{ m})}{5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 221.156 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 221.156 \text{ MPa}$$

- ❖ **Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro (D = 25.7 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0257 \text{ m})^4}{32} = 4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

$$\theta = \frac{(864.24 \text{ Nm})(0.731 \text{ m})}{(80 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}$$

$$\theta = 0.18438640 \text{ rad}$$

3.8.5. Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 14" acero

- ❖ **Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.022 \text{ m})^4}{32} = 2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(850.94 \text{ Nm})(0.011 \text{ m})}{2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 407.006 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 407.006 \text{ MPa}$$

- ❖ **Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)**

$$W_t = \frac{850.94 \text{ Nm}}{0.01146 \text{ m}} = 74253.054 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza tangencial en un solo diente } W_t = \frac{74253.054 \text{ N}}{22 \text{ estrías}} = 3375.139 \text{ N}$$

$$\sigma_b = \frac{3375.139 \text{ N}}{(32.46 \text{ mm}) \left(1.0418 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right) (0.325)} (1.16)(1.5)(1)(1.195)(1)(1)$$

$$\sigma_b = 638.54659 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 638.547 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0225 \text{ m})^4}{32} = 2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(850.94 \text{ Nm})(0.01125 \text{ m})}{2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 380.473 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 380.473 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 0.044$$

$$\frac{D}{d} = \frac{24.66 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 1.096$$

Entonces:

$$k_{ts} = 1.22$$

$$\tau_{max} = k_{ts} * \tau_o$$

$$\tau_{max} = (1.22)(380.473 \text{ MPa}) = 464.177 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0271 \text{ m})^4}{32} = 5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(850.94 \text{ Nm})(0.01355 \text{ m})}{5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 217.753 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 217.753 \text{ MPa}$$

❖ **Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro (D = 25.7 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0257 \text{ m})^4}{32} = 4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

$$\theta = \frac{(850.94 \text{ Nm})(0.731 \text{ m})}{(80 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}$$

$$\theta = 0.18154883 \text{ rad}$$

3.8.6. Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 16" acero

❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.022 \text{ m})^4}{32} = 2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(860.74 \text{ Nm})(0.011 \text{ m})}{2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 411.693 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 411.693 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)

$$W_t = \frac{860.74 \text{ Nm}}{0.01146 \text{ m}} = 75108.202 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza tangencial en un solo diente } W_t = \frac{75108.202 \text{ N}}{22 \text{ estrías}} = 3414.009 \text{ N}$$

$$\sigma_b = \frac{3414.009 \text{ N}}{(32.46 \text{ mm}) \left(1.0418 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right) (0.325)} (1.16)(1.5)(1)(1.195)(1)(1)$$

$$\sigma_b = 645.90045 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 645.90 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0225 \text{ m})^4}{32} = 2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(860.74 \text{ Nm})(0.01125 \text{ m})}{2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 384.855 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \rightarrow 384.855 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 0.044$$

$$\frac{D}{d} = \frac{24.66 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 1.096$$

Entonces:

$$k_{ts} = 1.22$$

$$\tau_{max} = k_{ts} * \tau_o$$

$$\tau_{max} = (1.22)(384.855 \text{ MPa}) = 469.523 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0271 \text{ m})^4}{32} = 5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(860.74 \text{ Nm})(0.01355 \text{ m})}{5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 220.261 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \rightarrow 220.261 \text{ MPa}$$

- ❖ **Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro (D = 25.7 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0257 \text{ m})^4}{32} = 4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

$$\theta = \frac{(860.74 \text{ Nm})(0.731 \text{ m})}{(80 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}$$

$$\theta = 0.18363967 \text{ rad}$$

3.8.7. Esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aro-neumático 17" acero

- ❖ **Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.022 \text{ m})^4}{32} = 2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(873.39 \text{ Nm})(0.011 \text{ m})}{2.2998 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 417.744 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 417.744 \text{ MPa}$$

- ❖ **Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)**

$$W_t = \frac{873.39 \text{ Nm}}{0.01146 \text{ m}} = 76212.042 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza tangencial en un solo diente } W_t = \frac{76212.042 \text{ N}}{22 \text{ estrías}} = 3464.184 \text{ N}$$

$$\sigma_b = \frac{3464.184 \text{ N}}{(32.46 \text{ mm}) \left(1.0418 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right) (0.325)} (1.16)(1.5)(1)(1.195)(1)(1)$$

$$\sigma_b = 655.39311 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 655.393 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0225 \text{ m})^4}{32} = 2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(873.39 \text{ Nm})(0.01125 \text{ m})}{2.5161 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 390.511 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 390.511 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 0.044$$

$$\frac{D}{d} = \frac{24.66 \text{ mm}}{22.5 \text{ mm}} = 1.096$$

Entonces:

$$k_{ts} = 1.22$$

$$\tau_{max} = k_{ts} * \tau_o$$

$$\tau_{max} = (1.22)(390.511 \text{ MPa}) = 476.423 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0271 \text{ m})^4}{32} = 5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{(873.39 \text{ Nm})(0.01355 \text{ m})}{5.2951 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 223.498 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 223.498 \text{ MPa}$$

❖ **Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro (D = 25.7 mm)**

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi (0.0257 \text{ m})^4}{32} = 4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

$$\theta = \frac{(873.39 \text{ Nm})(0.731 \text{ m})}{(80 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(4.28285 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}$$

$$\theta = 0.18633856 \text{ rad}$$

A continuación, se presenta una tabla resumen de todos los esfuerzos y deflexiones calculados analíticamente, en cada punto considerado del palier y para cada uno de los conjuntos de ruedas del estudio.

Tabla 11

Resumen de los esfuerzos analíticos en cada punto considerado del palier

Torsión	Esfuerzo Punto 1 (MPa)	Esfuerzo Punto 2 (MPa)	Esfuerzo Punto 3 (MPa)	Esfuerzo Punto 4 (MPa)	Esfuerzo Punto 5 (MPa)	Deflexión angular (rad)
Caja	440,779	691,532	412,04	502,689	235,82	0,19661354
Rin 14" Aluminio	405,384	636,002	378,957	462,327	216,885	0,18082557
Rin 16" Aluminio	408,986	641,653	382,324	466,435	218,812	0,18243211
Rin 17" Aluminio	413,367	648,527	386,419	471,431	221,156	0,18438640
Rin 14" Acero	407,006	638,547	380,473	464,177	217,753	0,18154883
Rin 16" Acero	411,693	645,900	384,855	469,523	220,261	0,18363967
Rin 17" Acero	417,744	655,393	390,511	476,423	223,498	0,18633856

Capítulo IV

4. Modelado de elementos y pruebas

4.1. Modelado de elementos

Para el modelado de elementos, se adquirió un semieje de transmisión RH completo de un vehículo Chevrolet Aveo 1.6 2012. Se procedió a desarmar el mismo y para la adquisición de las medidas de cada uno de sus componentes se utilizó un calibrador pie de rey o Vernier de apreciación de 0.02 mm y micrómetro de interiores. Algunas fotografías del semieje adquirido y sus componentes pueden ser observadas en el anexo E.

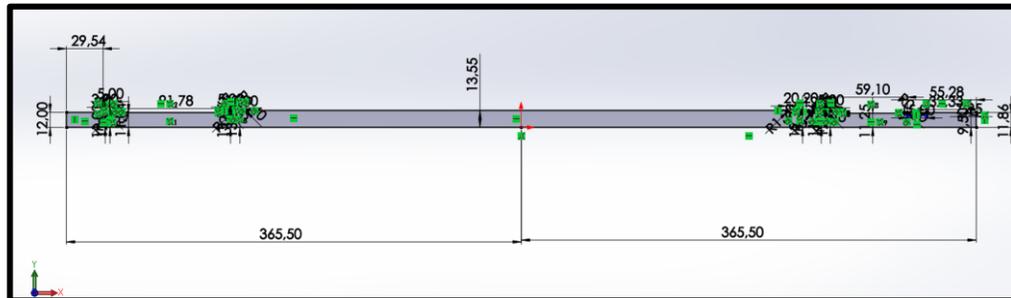
A partir de las medidas reales obtenidas del palier y sus componentes se procede a realizar el modelado del mismo en software CAD.

4.1.1. Flecha de transmisión

Se creará el sólido con los detalles principales de la flecha de transmisión a través de la operación de revolución, por lo tanto, se procede a realizar el croquis del mismo (Figura 55).

Figura 55

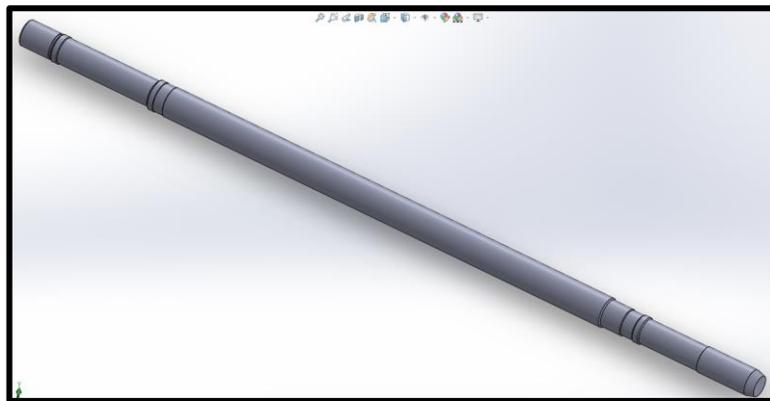
Perfil de revolución de la flecha



Concluido el croquis del perfil de revolución se lleva a cabo esta operación (Figura 56).

Figura 56

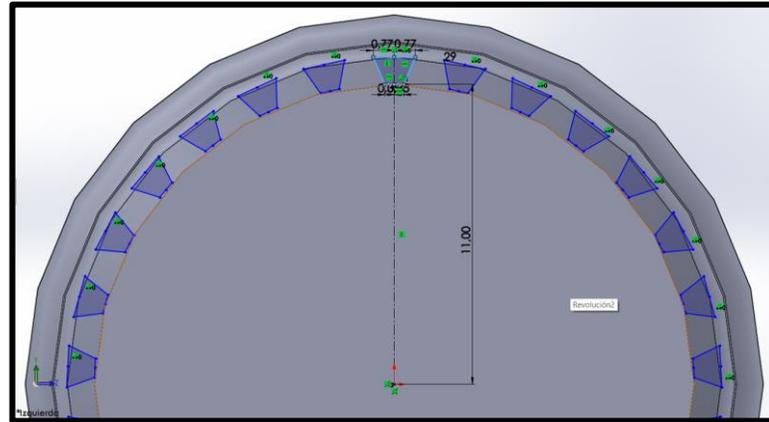
Perfil básico de la flecha revolucionado



Se procede a la esquematización de la zona estriada tanto del lado de la rueda como del lado de la caja. Se dibuja el perfil de una estría y a través de la función de matriz circular se completa para toda la zona con el número de dientes o estrías correspondiente (Figura 57).

Figura 57

Perfil de la zona estriada



Se procede a la extrusión en corte del perfil de la zona estriada a la distancia correspondiente. En la figura 58 se observa la extrusión completada de la zona estriada de lado de la caja y en la figura 59 de la zona estriada del lado de la rueda.

Figura 58

Extrusión en corte de la matriz circular del perfil estriado del lado de la caja

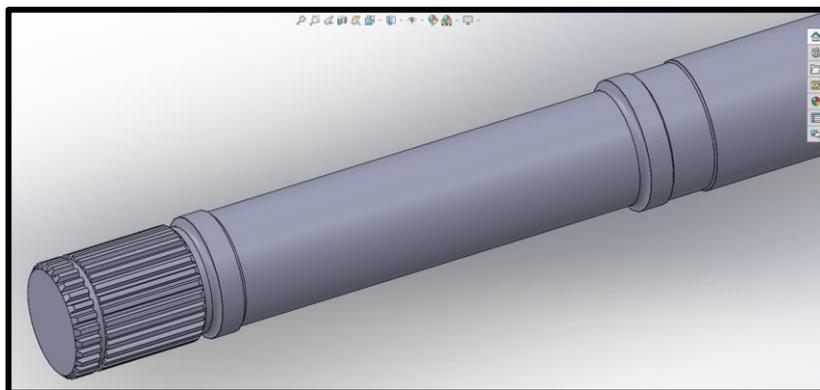
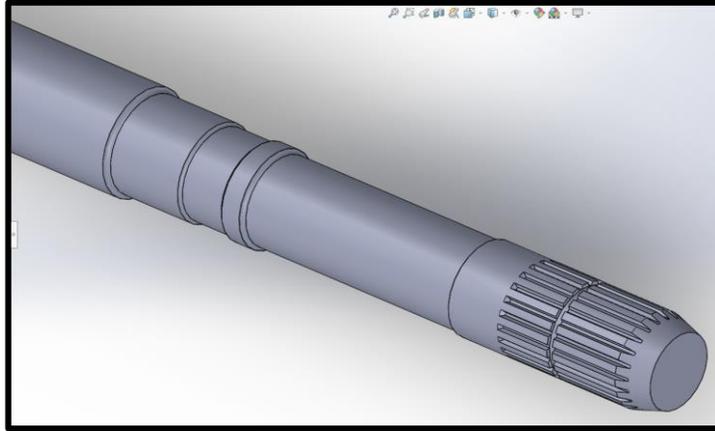


Figura 59

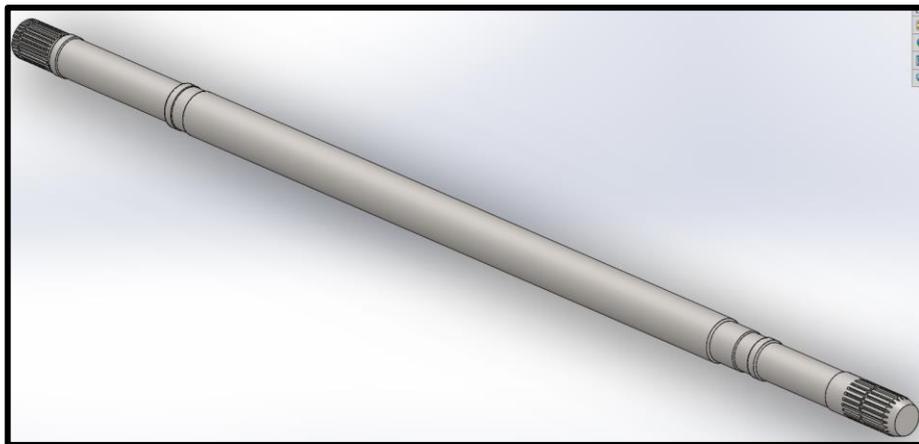
Extrusión en corte de la matriz circular del perfil estriado del lado de la rueda



Se puede asignar el material de la flecha si se lo desea hacer en esta etapa y se concluiría con el modelado de este elemento que es el que se utilizará en el entorno de simulación para determinar los esfuerzos en etapas posteriores (Figura 60).

Figura 60

Isométrica de la flecha o eje terminado

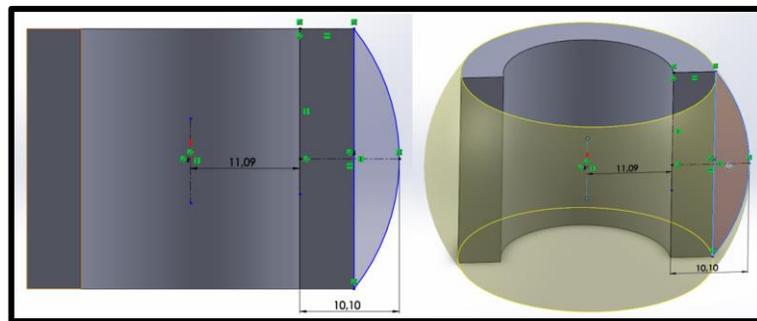


4.1.2. Trípode o triceta

Se empieza por esquematizar un anillo sencillo de las medidas correspondientes y se realiza la extrusión. Se perfila la forma circular del anillo y se realiza la operación de revolución como se muestra en la figura 61.

Figura 61

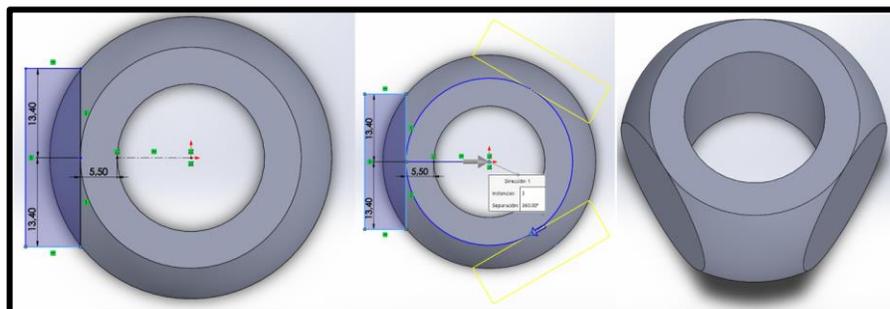
Perfil circular en revolución



Se procede a realizar el croquis de una de la zona recta del anillo y mediante la función de matriz circular se replica para el número de veces necesario, en este caso tres entidades y se procede a cortar (Figura 62).

Figura 62

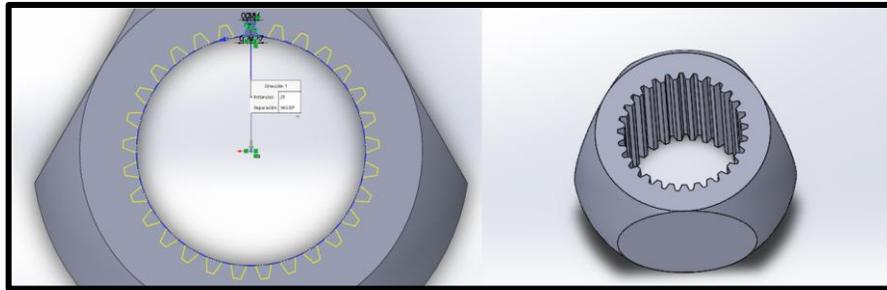
Secciones planas del anillo



A través de la función de matriz circular se replica el perfil de una estría y se procede a realizar el corte para completar la zona estriada (Figura 63).

Figura 63

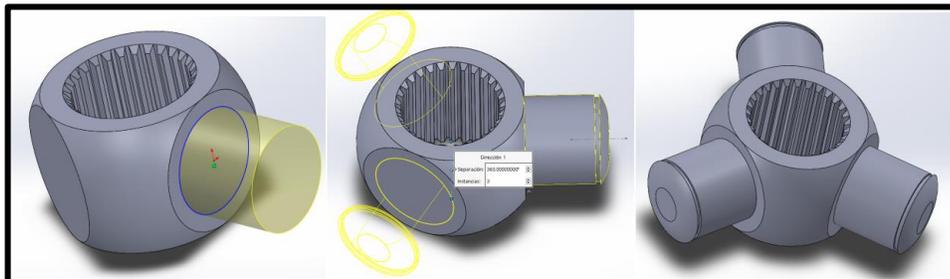
Zona estriada del trípode



De igual manera, mediante matriz circular y extrusión se realiza los tres cilindros del trípode. A través de redondeos o cortes en revolución se le da los detalles que pueda tener el elemento (Figura 64).

Figura 64

Cilindros del trípode



Finalmente se esquematiza y extruye el rodamiento del trípode y se lo une al mismo en cada uno de los cilindros, como se muestra en la figura 65.

Figura 65

Trípode terminado

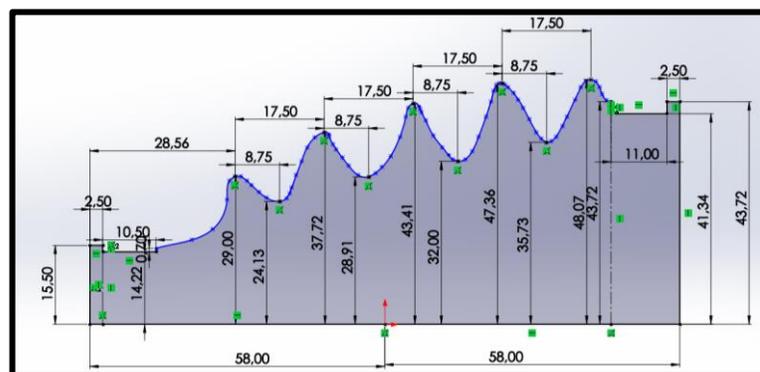


4.1.3. Fuelle o guardapolvo

Para el guardapolvo, fuelle o manguito del eje en primer lugar, se perfila la forma de este para posteriormente ser utilizada la operación de revolución. En la figura 66 se observa el perfil de revolución del guardapolvo de la junta homocinética de bolas (Rzeppa).

Figura 66

Perfil de revolución del guardapolvo de la junta Rzeppa (lado de la rueda)



Una vez revolucionado el perfil se procede a retirar en material interno del sólido, esto a través de la operación de vaciado. Finalmente, mediante operaciones de revolución o extrusión se le puede dar los detalles que los guardapolvos puedan presentar y se le asigna el material si se quiere. En la figura 67 se observa el guardapolvo terminado de la junta homocinética fija de bolas (Rzeppa), mientras que en la figura 68 se observa el guardapolvo terminado de la junta homocinética desplazable (Glaenzer).

Figura 67

Fuelle de la junta homocinética fija de bolas Rzeppa (lado de la rueda)

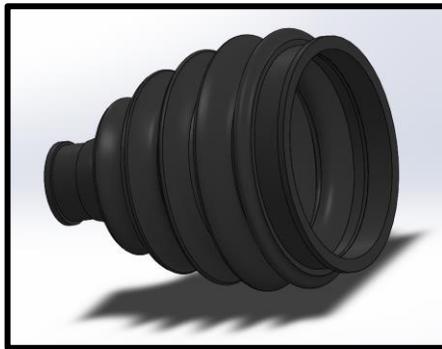
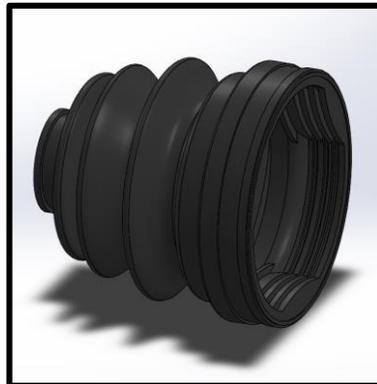


Figura 68

Fuelle de la junta homocinética desplazable de trípode Glaenzer (lado de la caja)



4.1.4. Campana de la junta desplazable

Para la campana de la junta desplazable por no tener un perfil muy detallado se puede realizar la forma principal ya sea mediante varias operaciones de extrusión o una de revolución, en este caso se utilizó extrusiones. A través de operaciones de corte en revolución, chaflán o redondeo se le da los detalles de la forma exterior de la campana. En las figuras 69 y 70 se observa estos procedimientos.

Figura 69

Construcción del perfil exterior de la campana

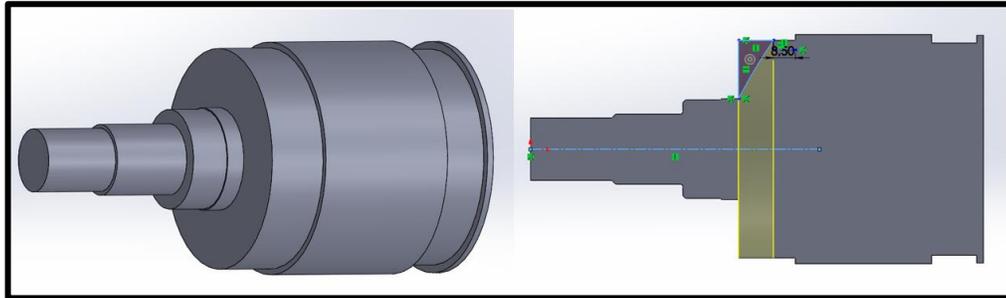
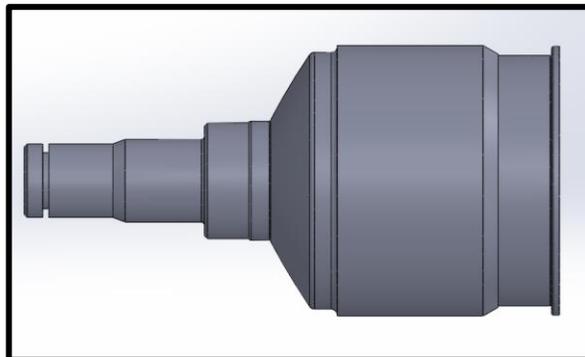


Figura 70

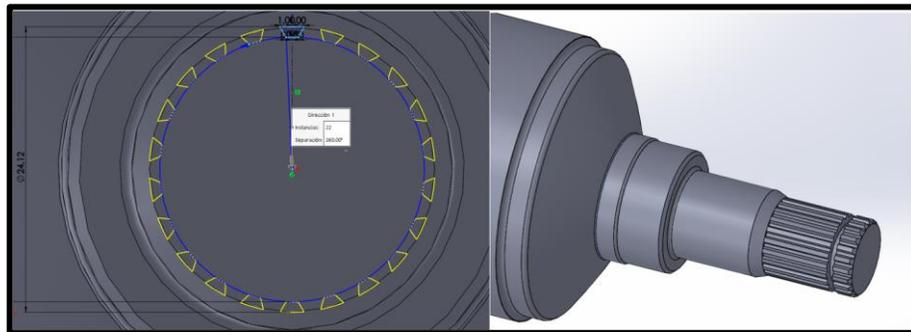
Perfil exterior principal de la campana



Para la zona estriada se procede a realizar de la misma manera que ya fue indicada en los elementos anteriores. En la figura 71 se observa este procedimiento para este sólido.

Figura 71

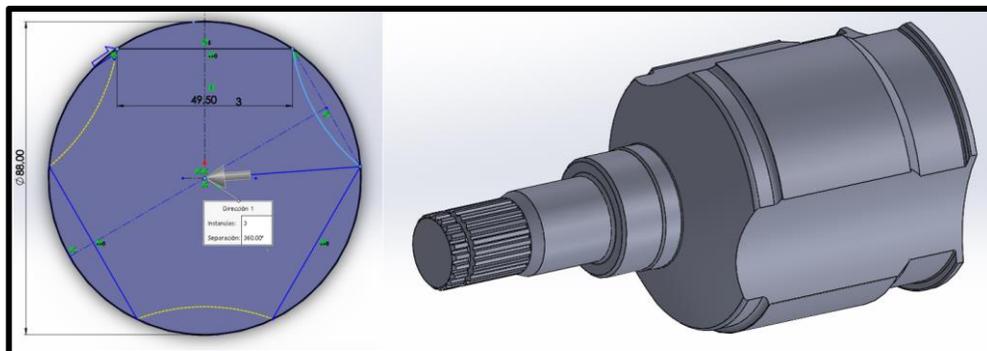
Construcción de la zona estriada de la campana de la junta desplazable



Se realiza el croquis del área externa que va a ser cortado, pues la forma de la campana de esta junta no es completamente cilíndrica, sino que posee tres “pistas externas” en la que se acoplará en fuelle. En la figura 72 se aprecia este procedimiento.

Figura 72

Forma exterior de la campana de la junta desplazable



Se procede a realizar el croquis del área interna de la campana, es decir la zona que alojará al trípode. Esto se lo realiza a través de la función de matriz circular y operaciones como extrusión en corte, corte en revolución y chaflán o redondeo para los detalles finales. En la figura 73 se aprecia estos procedimientos mientras que en la figura 74 se observa la campana terminada.

Figura 73

Construcción del área interna de la campana

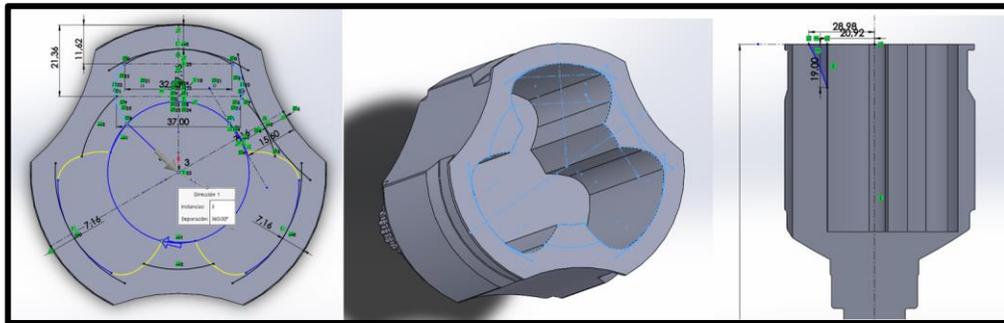
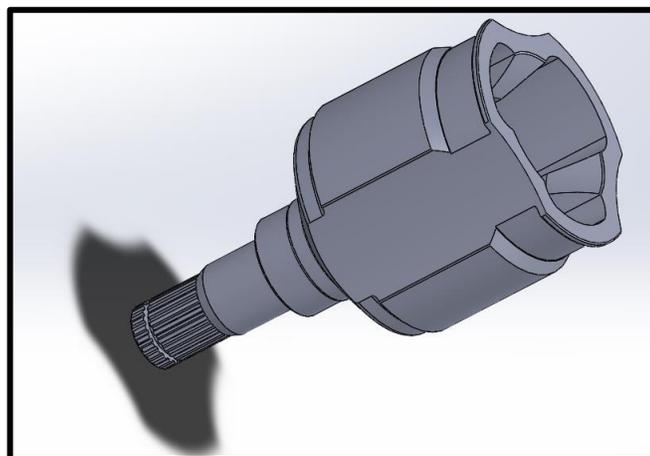


Figura 74

Campana de la junta desplazable (Glaenzer) terminada



4.1.5. Pista de bolas o nuez

Se empieza por dar el perfil de uno de los canales o pistas en un cilindro de la altura correspondiente. La parte de la pista se la realizará a través de la operación de barrido en corte por lo que para llevarlo a cabo se deberá dar la forma del perfil de corte y también proporcionar la trayectoria. En la figura 75 se aprecia el croquis de la cara de corte de una de las pistas y en la figura 76 se puede observar el croquis del trayecto para el barrido, esto ayudado de planos auxiliares de ser necesario.

Figura 75

Croquis de la cara de corte para una pista de la nuez

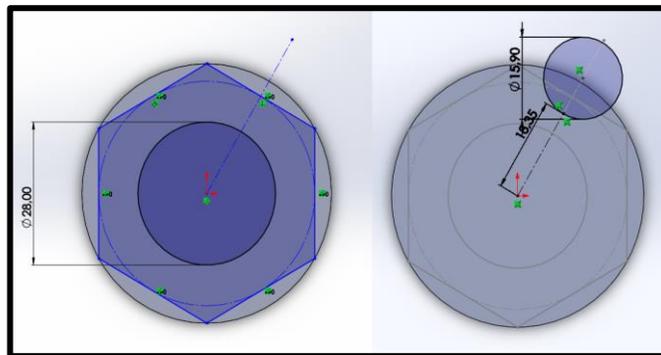
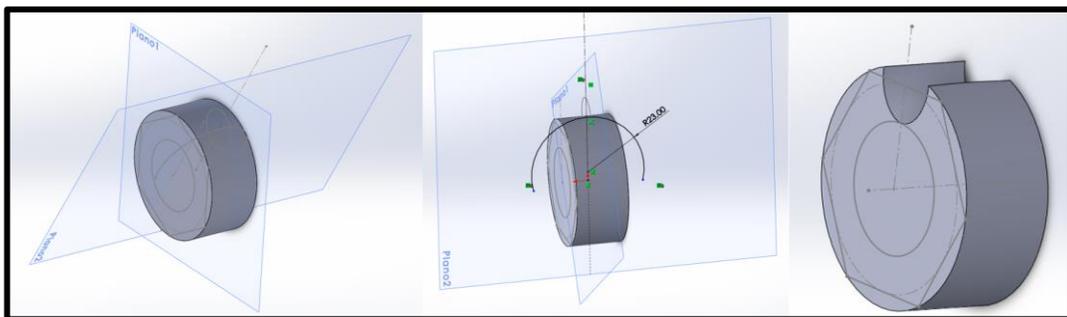


Figura 76

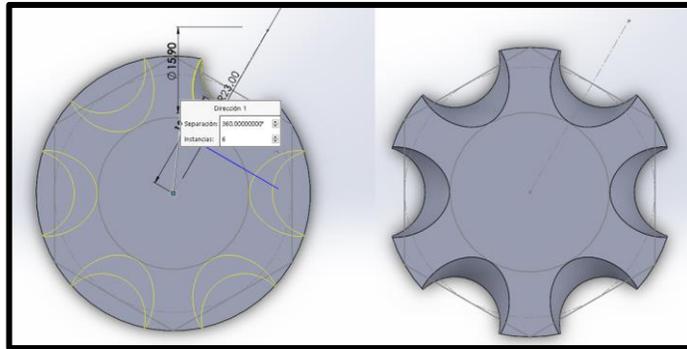
Barrido en corte de una de las pistas de bolas



A través de matriz circular de operaciones se replica para el número correspondiente de canales de la nuez, como se observa en la figura 77.

Figura 77

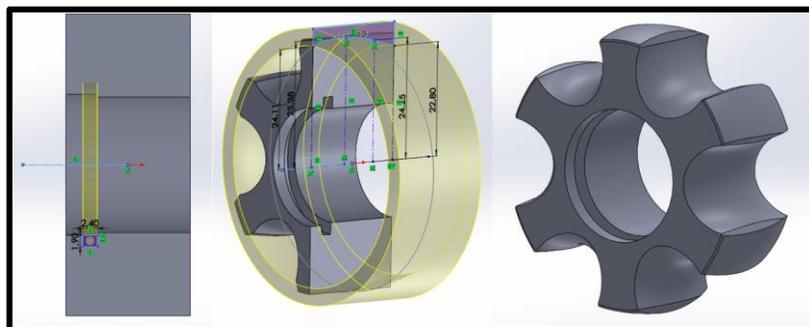
Acanalados completos de la nuez



A través de cortes en revolución se da los detalles de las formas exteriores o interiores de la nuez como se observa en la figura 78.

Figura 78

Forma principal de la nuez



Se procede a realizar el estriado de la nuez de la misma manera ya antes expuesta y se procede a dar la forma del perfil para el corte de una pequeña sección

frontal que es el espacio usado durante el ensamblado o desarmado para colocar o quitar el seguro o simbra que lleva la nuez y que asegura la misma al eje o palier. En la figura 79 se observa este procedimiento. Finalmente, mediante operaciones de chaflán o redondeo se le da los detalles finales que pueda poseer la nuez (Figura 80).

Figura 79

Zona estriada y perfil de corte de la sección usada para la extracción del seguro

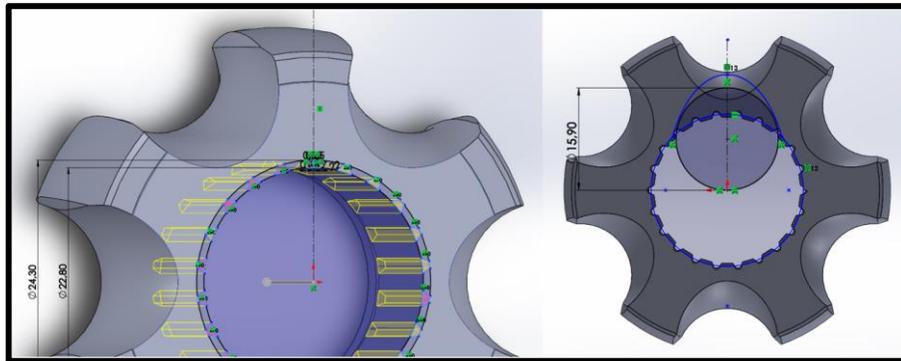
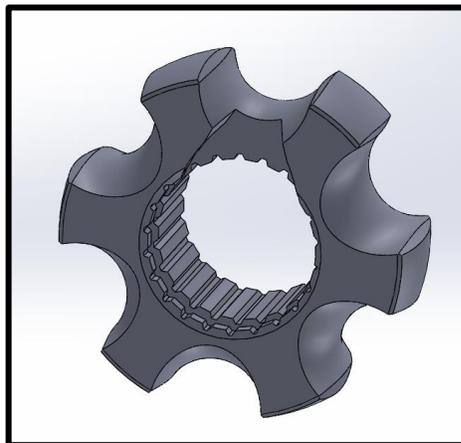


Figura 80

Pista de bolas o nuez terminada

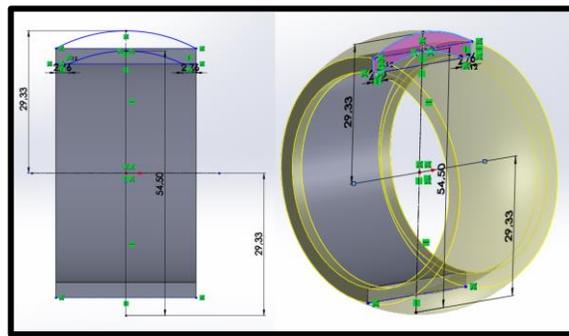


4.1.6. Jaula de bolas

Para la jaula de bolas se empieza con un anillo simple de las dimensiones correspondientes y mediante una extrusión en revolución se le da la forma circular de la cara interna y externa de la jaula, como se observa en la figura 81.

Figura 81

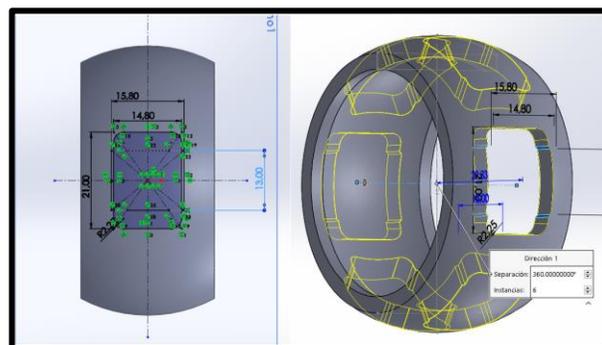
Forma principal de la jaula de bolas



Con la ayuda de un plano tangente a la cara exterior del anillo se procede a realizar el croquis de la forma de una de los espacios huecos o “ventanas” de la jaula de bolas y mediante las operaciones de corte y matriz circular se lo completa para toda la circunferencia. Se puede observar en la figura 82.

Figura 82.

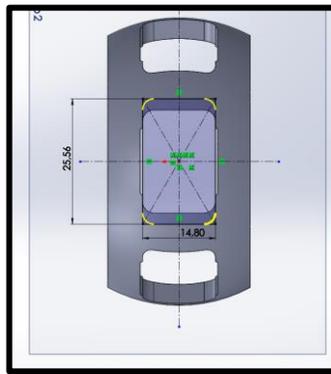
Implementación de los espacios huecos de la jaula



Uno de los espacios huecos posee una geometría ligeramente diferente a las otras, esto porque gracias a esta entidad es que se puede realizar el ensamblaje o desarmado de la junta de bolas. Por lo tanto, se le realiza el croquis de este espacio y se procede a cortar. En la figura 83 se observa el perfil para el corte de este espacio de geometría diferente.

Figura 83

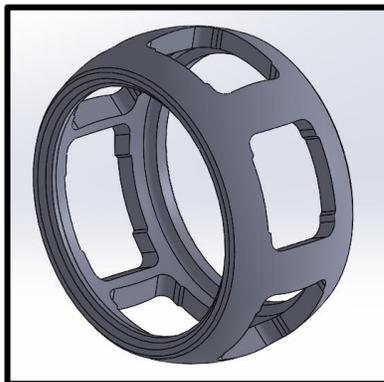
Perfil de corte del espacio usado para el des/ensamblaje de la junta de bolas



Finalmente, a través de operaciones como chaflán y extrusión o revolución en corte se le da los detalles finales de la jaula de bolas, finalizando con esta pieza (Figura 84).

Figura 84

Jaula de bolas terminada

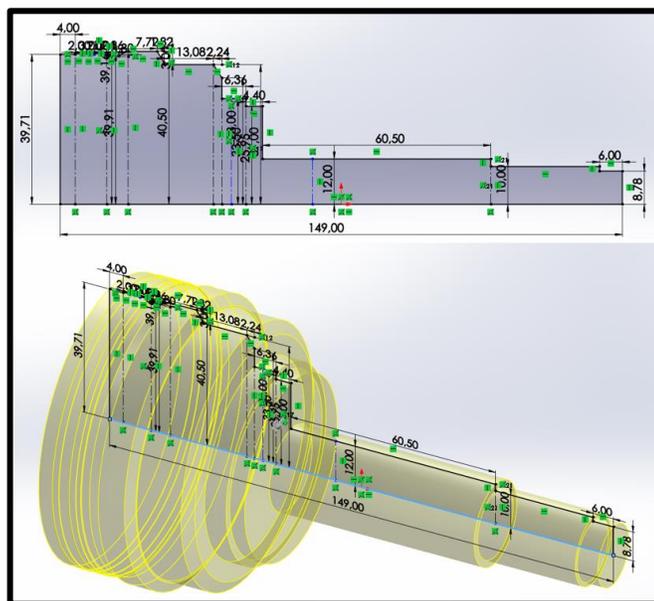


4.1.7. Campana de la junta de bolas

Como último de los elementos del semieje de transmisión se tiene la campana de la junta homocinética fija de bolas (Rzeppa), y se la procederá a modelarla empezando por un perfil con los detalles principales y mediante la operación de revolución como se observa en la figura 85.

Figura 85

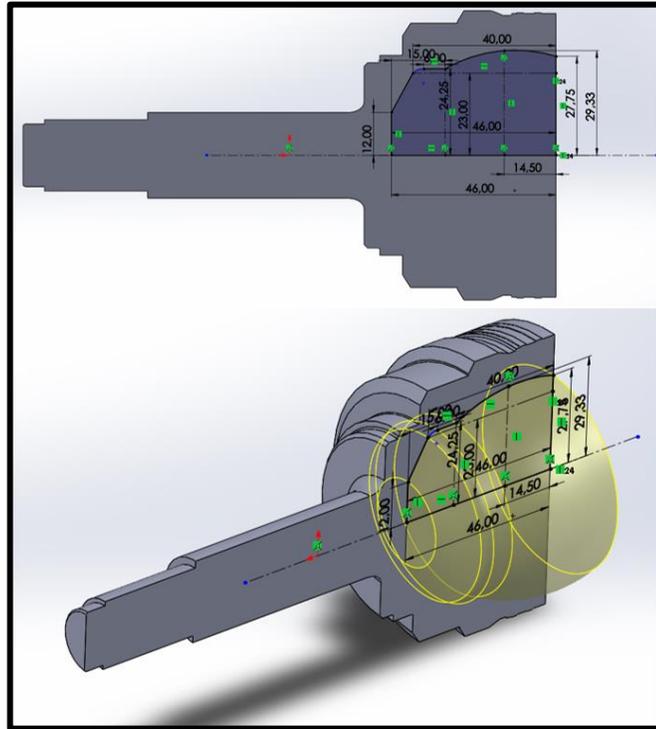
Operación de revolución del perfil de la campana de la junta de bolas



De igual manera mediante una operación de revolución, pero esta vez en corte se procede a dar la forma interna principal realizando el croquis con las dimensiones de este espacio como se puede observar en la figura 86.

Figura 86

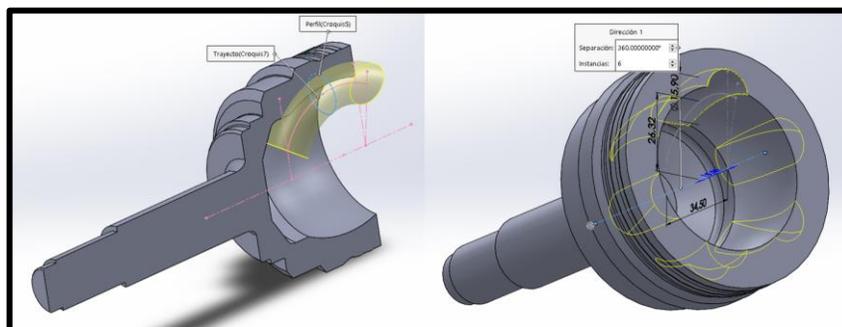
Revolución en corte de la forma interna de la campana



De igual manera que como se hizo con los acanalados de la nuez, se procede a realizar el canal de una de las pistas para las bolas en la campana, es decir mediante la operación de barrido en corte. Por lo tanto, se proporciona tanto el croquis del perfil de corte como el croquis del trayecto para llevar a cabo dicha operación. A continuación, utilizando matriz circular se replica los acanalados para toda la campana. En la figura 87 se observa dichos procedimientos.

Figura 87

Implementación de los acanalados de la campana de la junta de bolas



Se procede a la implementación de la zona estriada de la campana como se observa en la figura 88.

Finalmente, a través de operaciones de chaflán, redondeo, corte y rosca se le da los detalles finales a la campana de la junta homocinética de bolas quedando como resultado la pieza como se observa en la figura 89.

Figura 88

Implementación de la zona estriada de la campana

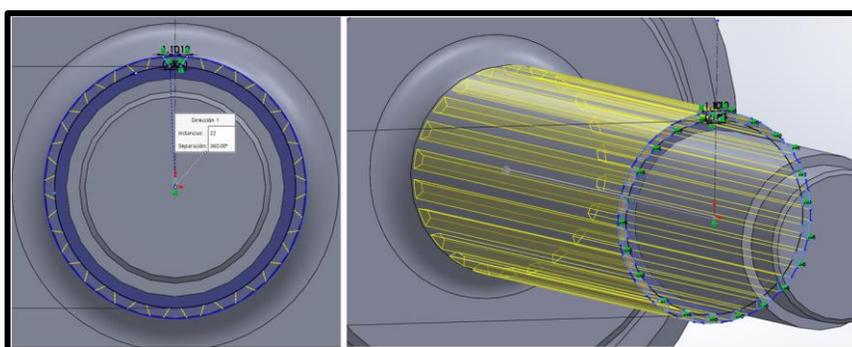
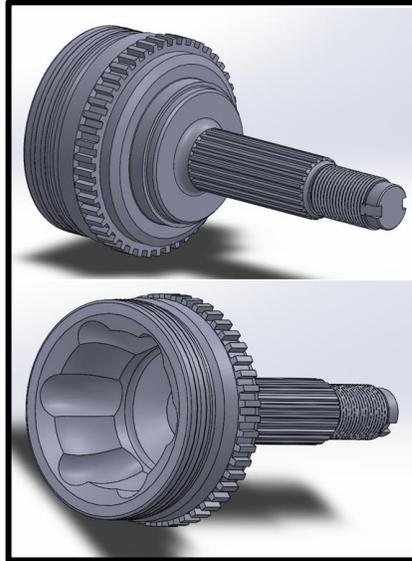


Figura 89

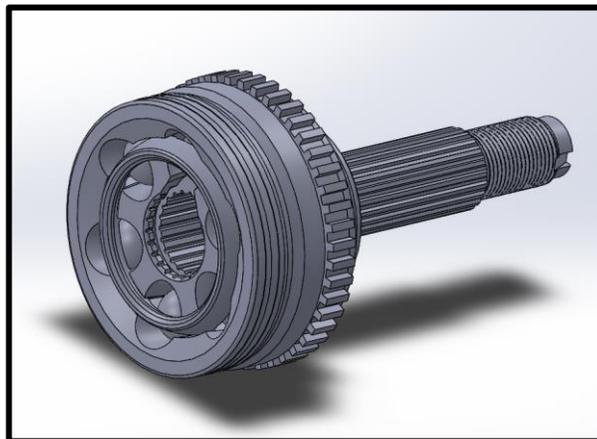
Campana de la junta homocinética de bolas terminada



En la figura 90 presentada a continuación se muestra el modelo ensamblado de la junta homocinética fija de bolas (Rzeppa) con todos sus elementos, campana, pista o nuez, jaula y las bolas.

Figura 90

Junta homocinética Rzeppa ensamblada

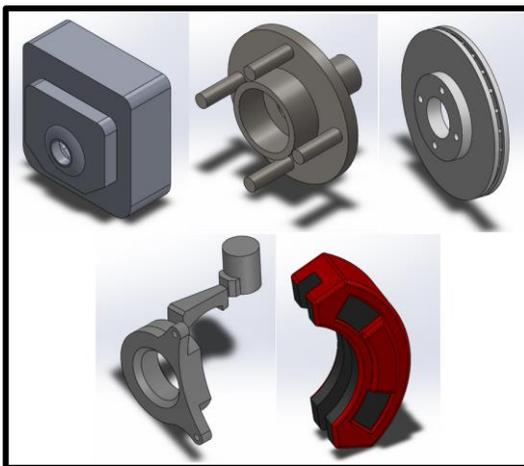


4.1.9. Otros elementos secundarios

Para la representación del ensamble general también se dispone de algunos otros elementos que, en sí, no forman parte del semieje de transmisión ni tienen que ver directamente con el mismo, pero que se hacen necesarios o útiles para representar el ensamblaje, estos son: el cubo de la rueda, disco de freno, salida de la caja, entre otros. Por tal razón también se procederá al modelado de estos elementos, pero solo con sus formas básicas y sin gozo de detalle. En la figura 93 se observan estos elementos.

Figura 93

Elementos de utilidad para representar el ensamble general

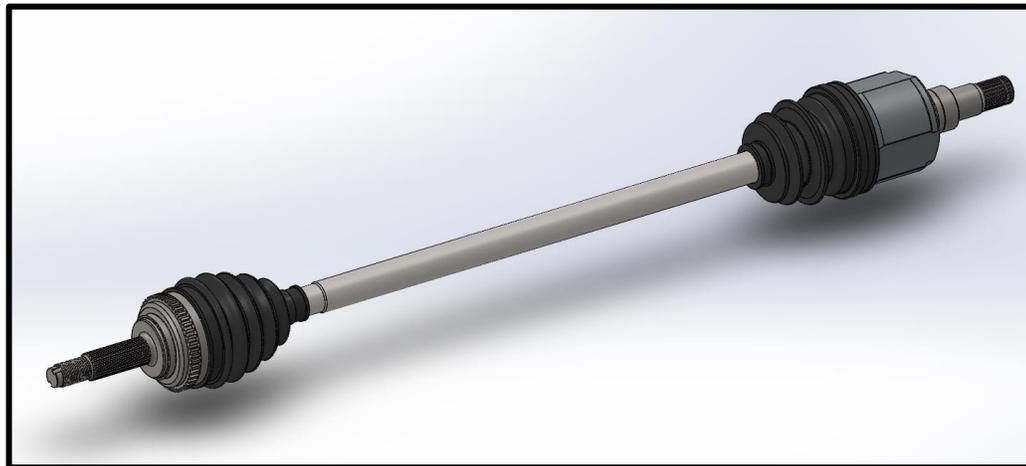


4.2. Ensamble del semieje de transmisión

A continuación, se presenta el ensamble del semieje de transmisión del lado derecho del Chevrolet Aveo T250 1.6 con todos sus elementos componentes, en una vista isométrica (Figura 94) y en una vista explosionada (Figura 95).

Figura 94

Isométrica del ensamble del semieje de transmisión RH Aveo 1.6

**Figura 95**

Vista en explosión del ensamble del semieje de transmisión RH Aveo 1.6



4.3. **Ensamble general del sistema y representación de las fuerzas actuantes sobre el palier.**

A continuación, se realiza la representación general del sistema desde la salida de la transmisión hasta la rueda en contacto con el suelo, y con sus respectivos elementos intermedios. A su vez se presentan las cargas actuantes sobre el semieje en el instante antes de la ruptura del reposo, por un lado, una carga torsional proveniente de la transmisión (caja/diferencial) y por el otro la carga torsional de oposición que está en función de la fuerza de rozamiento entre el neumático y la superficie de contacto y que a su vez está en función del peso del vehículo y de la altura del eje con respecto al suelo.

En la figura 96 se observa una vista frontal del ensamble general, en la figura 97 se aprecia una vista superior en corte del ensamble general. En la figura 98 se muestran las cargas actuantes sobre el palier, representado el momento torsional proveniente de la caja en color verde, la fuerza de rozamiento de la rueda con el suelo en color rojo y el peso sobre la rueda se representa en color azul.

Figura 96

Vista frontal del ensamble general del sistema

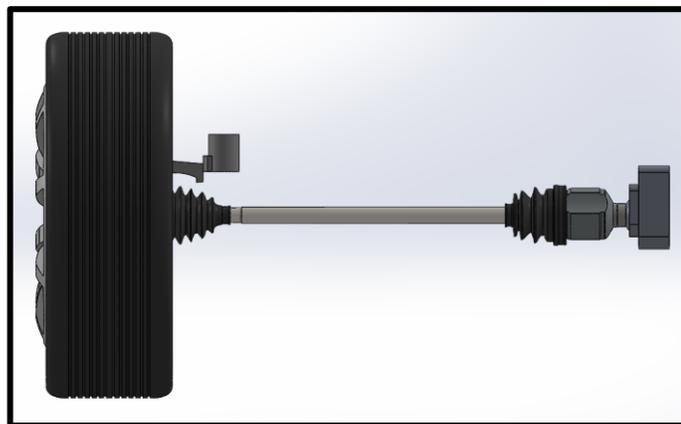
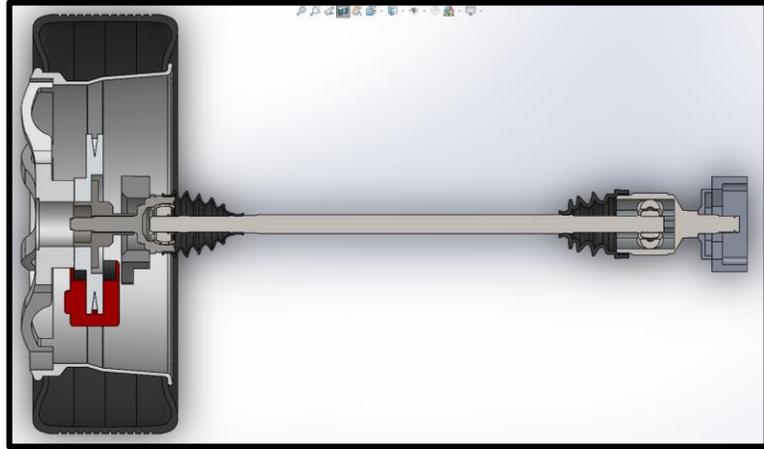
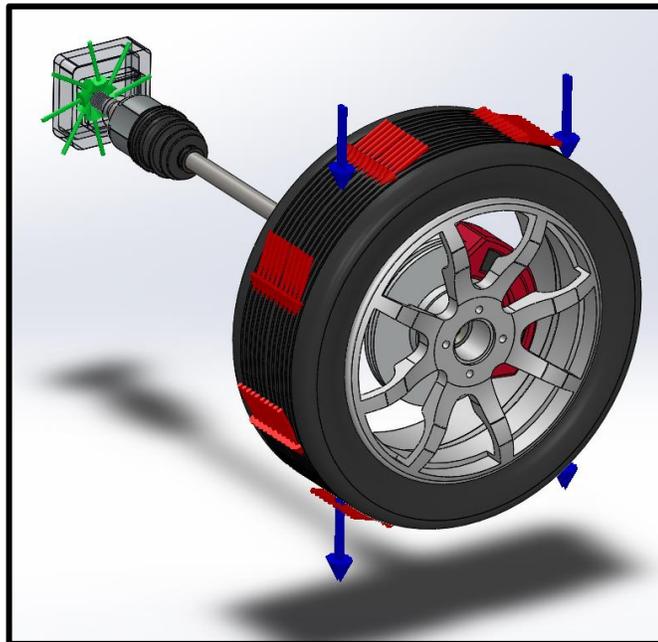


Figura 97

Vista superior en corte del ensamble general del sistema

**Figura 98**

Representación de las cargas actuantes sobre el semieje de transmisión



4.4. Simulación de cargas y análisis de esfuerzos sobre la flecha o palier

Se procede a abrir el entorno de simulación estática en el software CAE y se comienza a establecer los parámetros para los estudios como son: la asignación del material de la flecha (AISI 4140 o Cr42Mo4) si es que aún no se lo ha hecho, también se define sujeciones o restricciones de movilidad, la carga torsional y la densidad del mallado para el estudio (una malla más fina se traduce en una mayor precisión de resultados, definido así por el propio software). Finalmente se ejecuta el estudio y una vez resuelto el mismo, se selecciona los resultados a mostrar. En las figuras 99 a 102 se muestra la definición de parámetros.

Figura 99

Asignación del material del palier

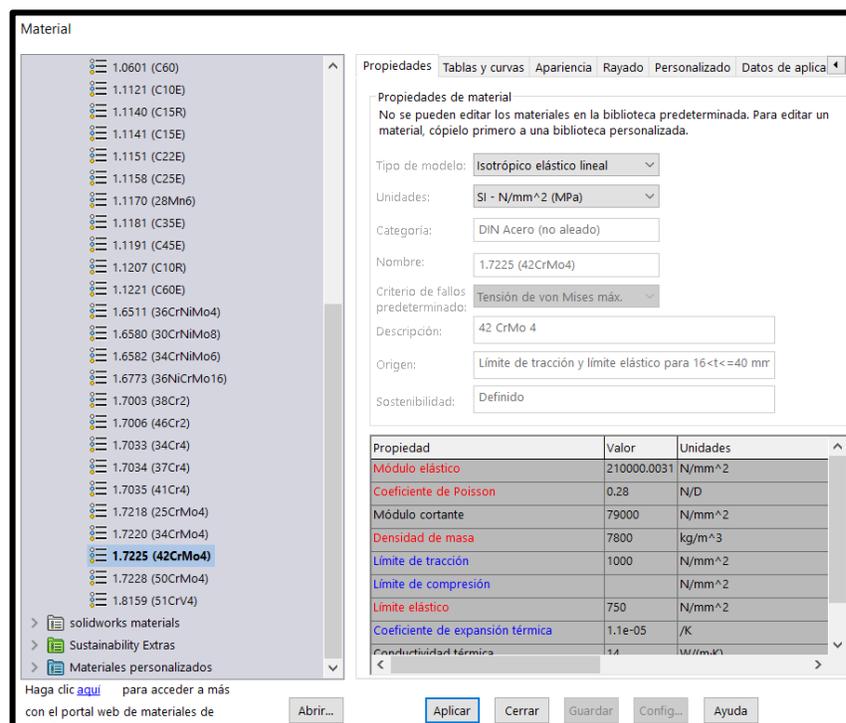


Figura 100

Asignación de sujeciones

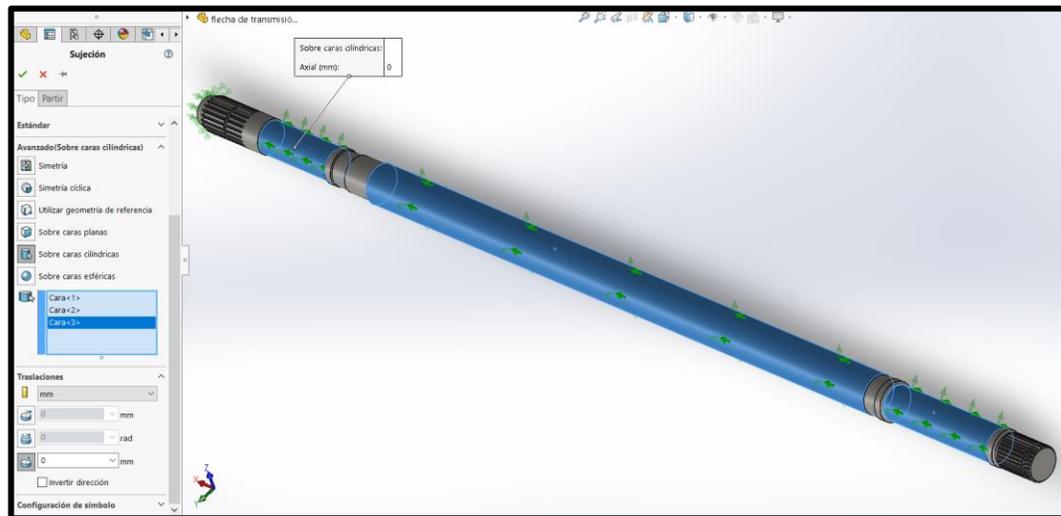


Figura 101

Asignación del momento torsional (en este caso el entregado por la caja)

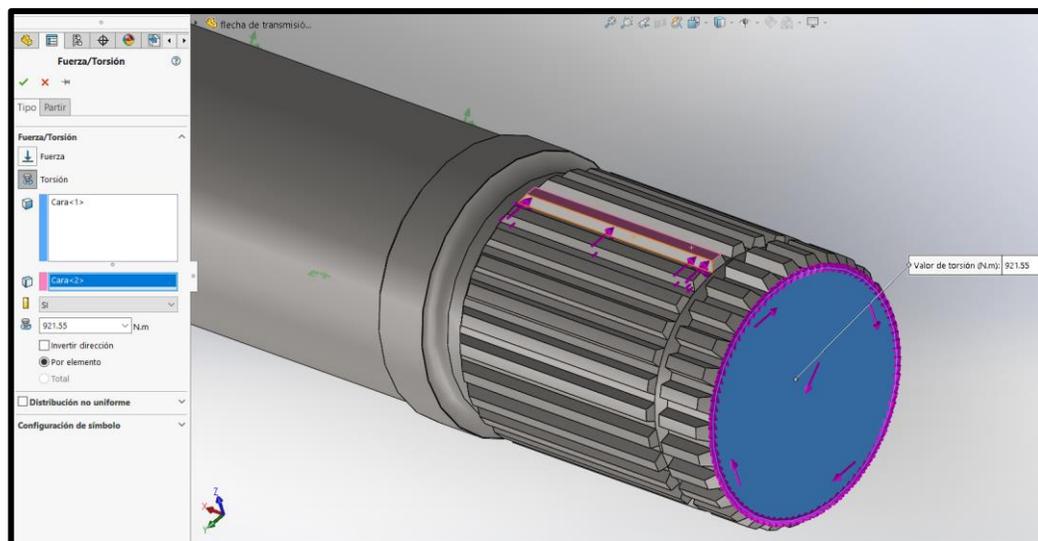
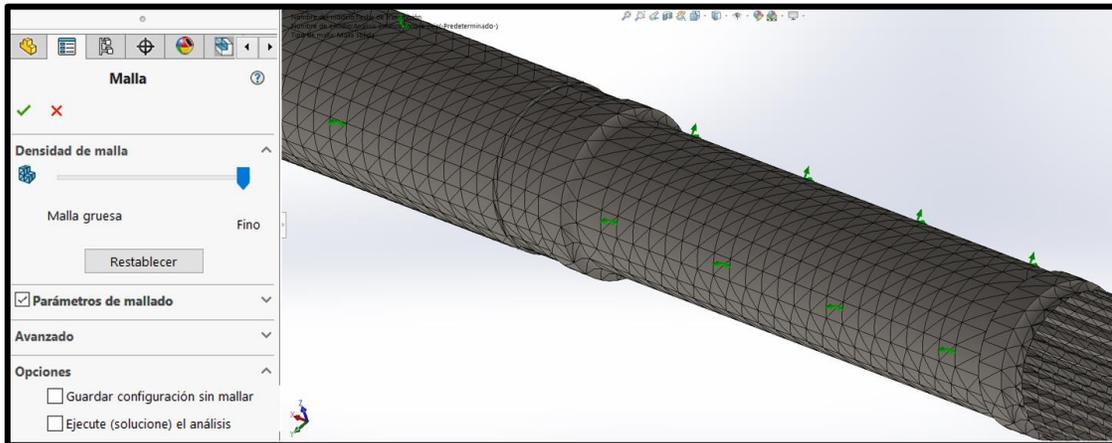


Figura 102

Asignación de la densidad de la malla



Esta misma asignación de parámetros aplicaría para cada uno de los estudios a realizar, únicamente variando el valor torsional y el punto de aplicación de la carga en cada uno de los conjuntos rin-neumático considerados.

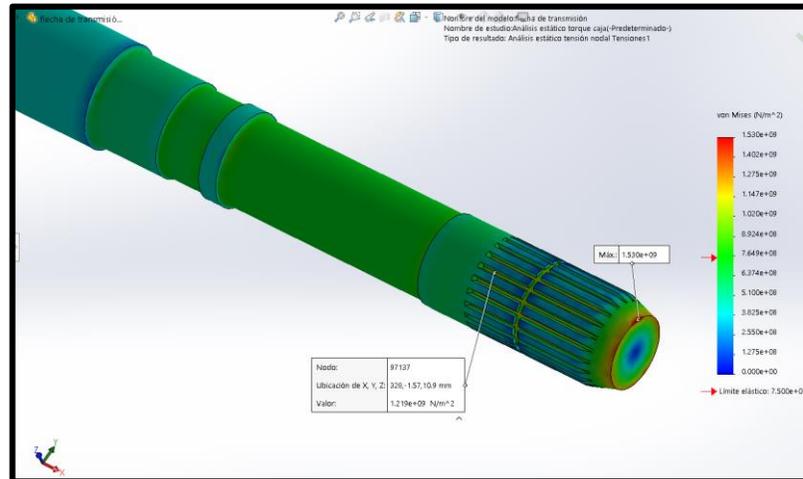
4.4.1. Simulación esfuerzos en el palier producidos por el momento torsional proveniente de la transmisión.

❖ Esfuerzo de Von Mises en la flecha

El nodo 97137 es el que presenta el mayor esfuerzo de Von Mises en la zona estriada, esto para el caso de la torsión de la transmisión porque el punto de aplicación de la carga fue en la zona estriada del lado de la transmisión.

Figura 103

Esfuerzos de Von Mises con la torsión de la caja



Se observa que el valor de tensión Von Mises máxima se da en el final del chaflán de la junta del lado de la rueda. Esto se debe a que esta cara fue considerada fija para el estudio y el valor torsional aplicado fue en el lado opuesto (lado de la caja). Por lo tanto, el valor que debemos tomar como máximo es el encontrado en la zona estriada. En los siguientes estudios donde cambia el lugar de aplicación de la carga torsional hacia el lado de la rueda, presentará directamente en esta zona estriada la máxima tensión de Von Mises.

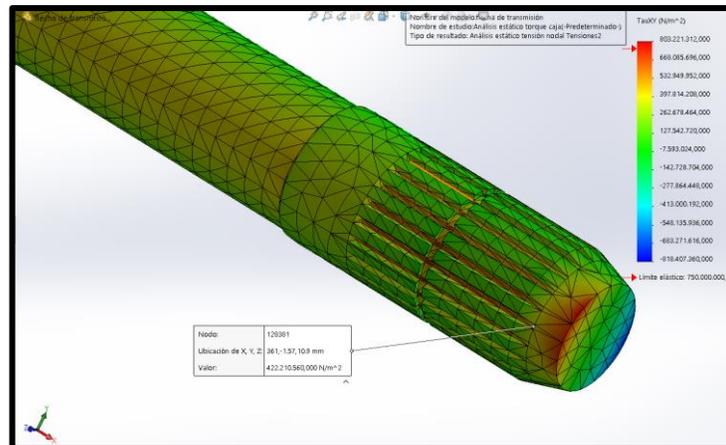
$$\sigma' = 1.219 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)

Para el caso del punto 1 con la carga torsional de la transmisión, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 128381.

Figura 104

Esfuerzo máximo en el punto 1 con la torsión de la caja



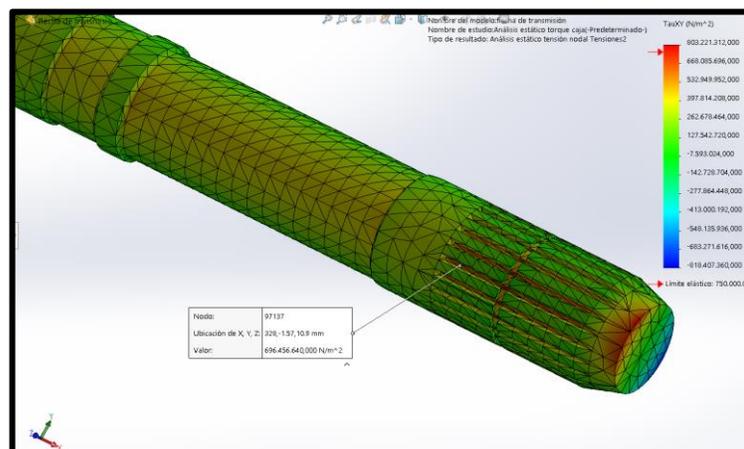
$$\tau_{max} = 422.211 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)**

Para el caso del punto 2 con la carga torsional de la transmisión, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 97137.

Figura 105

Esfuerzo máximo en el punto 2 con la torsión de la caja



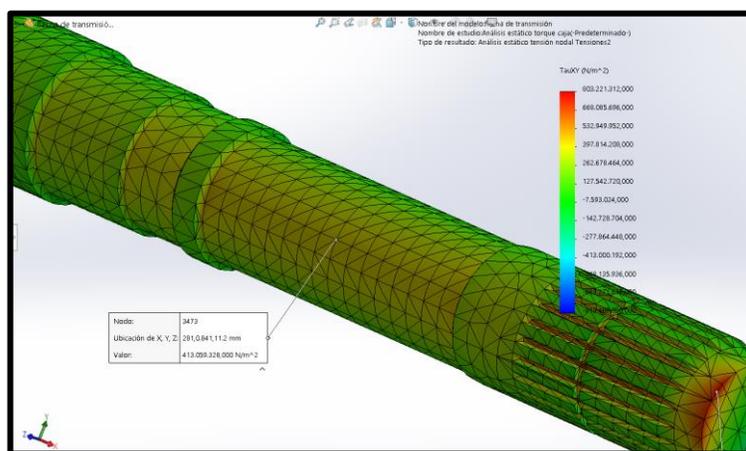
$$\tau_{max} = 696.457 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

Para el caso del punto 3 con la carga torsional de la transmisión, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 3473.

Figura 106

Esfuerzo máximo en el punto 3 con la torsión de la caja



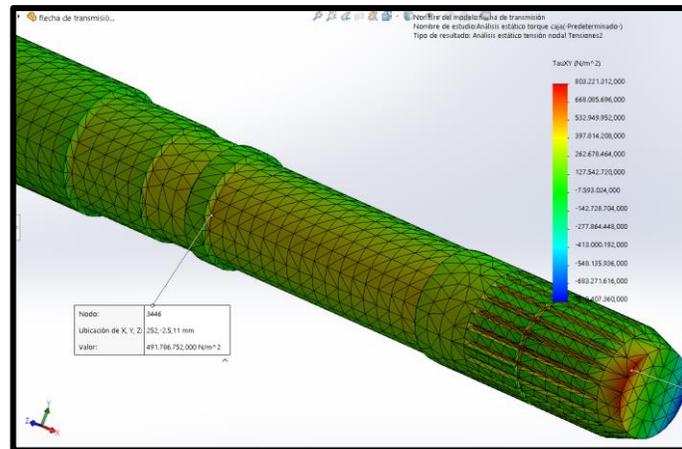
$$\tau_{max} = 413.059 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

Para el caso del punto 4 con la carga torsional de la transmisión, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 3446.

Figura 107

Esfuerzo máximo en el punto 4 con la torsión de la caja



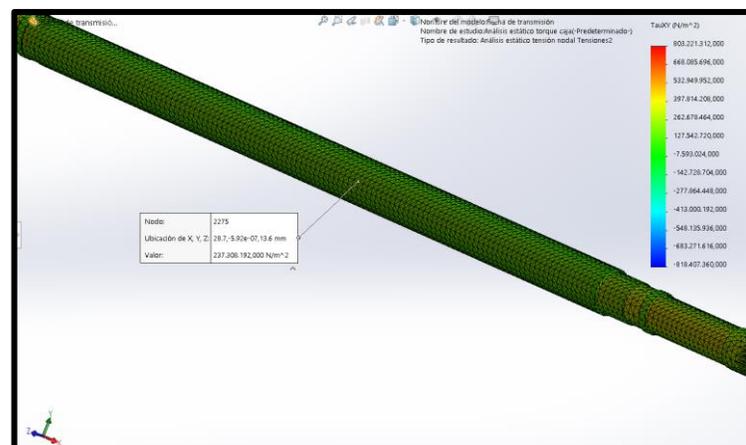
$$\tau_{max} = 491.786 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

Para el caso del punto 5 con la carga torsional de la transmisión, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 2275.

Figura 108

Esfuerzo máximo en el punto 5 con la torsión de la caja



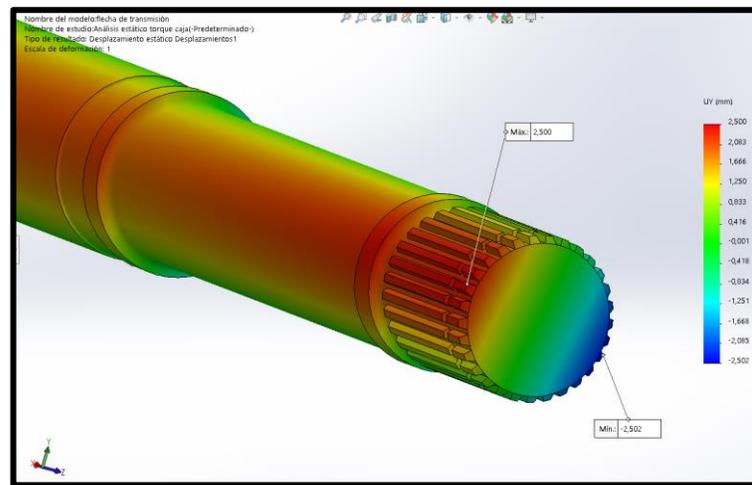
$$\tau_{max} = 237.308 \text{ MPa}$$

- ❖ Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro ($D = 25.7 \text{ mm}$)

El software no entrega directamente el ángulo de torsión, sino que lo presenta como desplazamientos máximos en función del eje y.

Figura 109

Desplazamientos máximo y mínimo con la torsión de la caja



Podemos calcular la deflexión angular en función de los desplazamientos máximos y mínimos con respecto al eje Y que nos entrega el software, a través de la fórmula a continuación mostrada.

Ecuación 23

Ángulo de torsión en función de los desplazamientos en Y

$$\theta = \frac{Max + min}{\phi} \text{ (rad)}$$

Siendo \emptyset el diámetro de la barra o eje y los desplazamientos solo considerando su valor numérico.

Entonces:

$$\theta = \frac{2.5 \text{ mm} + 2.502 \text{ mm}}{25.7 \text{ mm}}$$

$$\theta = 0.19463035 \text{ rad}$$

4.4.2. Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aeronumático 14" aluminio

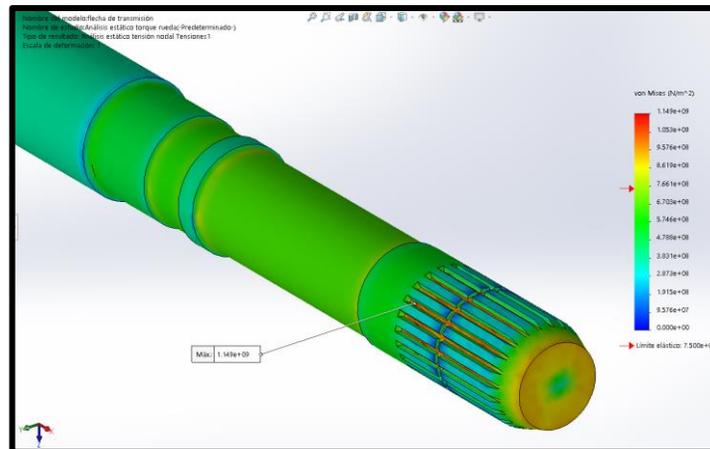
A partir de los siguientes estudios el número de nodo que presentará los mayores esfuerzos en cada sección serán los mismos para cada rueda, pues solo se estaría modificando el valor de la carga torsional, mas no el punto de aplicación de la misma. Por esta razón se indicará el nodo para cada punto de análisis, pero solo para este conjunto R14 de aluminio, para los demás estudios son los mismos números de nodos.

❖ Esfuerzo de Von Mises en la flecha

Al cambiar el lado para la aplicación de la carga torsional, el esfuerzo máximo de Von Mises se presenta directamente en la parte inferior de la zona estriada como es lo que podría esperarse.

Figura 110

Esfuerzos de Von Mises con la torsión de la rueda R14 aluminio



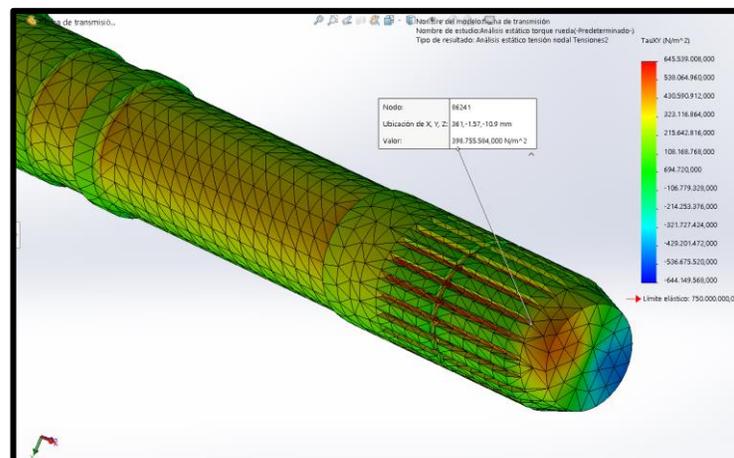
$$\sigma' = 1.149 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)**

Para el caso del punto 1 con la carga torsional de la rueda R14 aluminio, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 86241.

Figura 111

Esfuerzo máximo en el punto 1 con la torsión de la rueda R14 aluminio



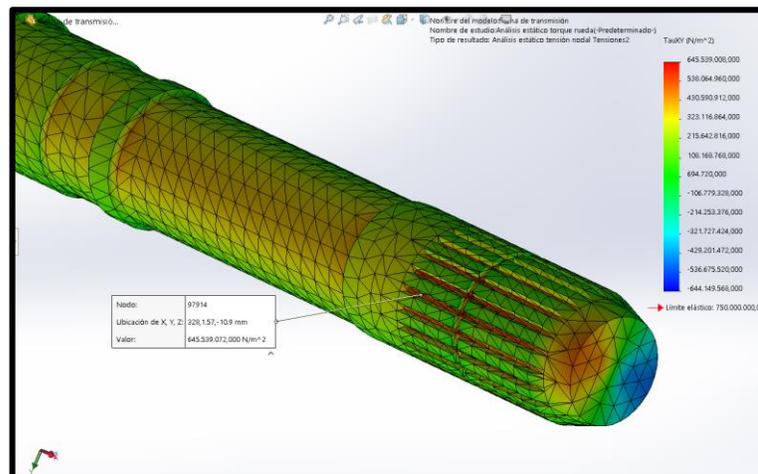
$$\tau_{max} = 398.756 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)**

Para el caso del punto 2 con la carga torsional de la rueda R14 aluminio, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 97914.

Figura 112

Esfuerzo máximo en el punto 2 con la torsión de la rueda R14 aluminio



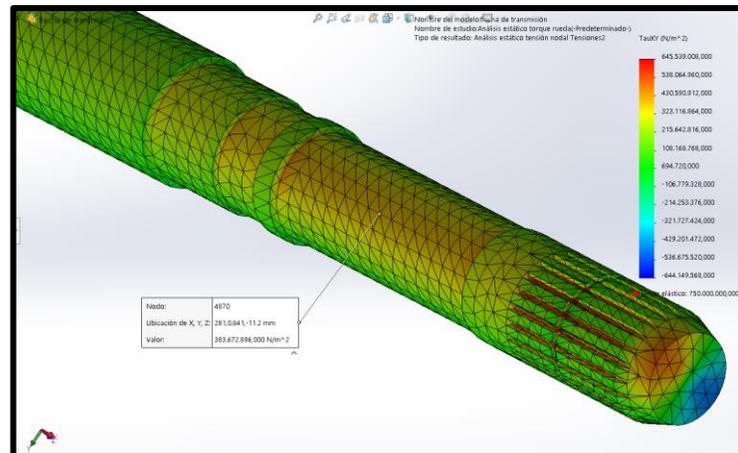
$$\tau_{max} = 645.539 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

Para el caso del punto 3 con la carga torsional de la rueda R14 aluminio, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 4870.

Figura 113

Esfuerzo máximo en el punto 3 con la torsión de la rueda R14 aluminio



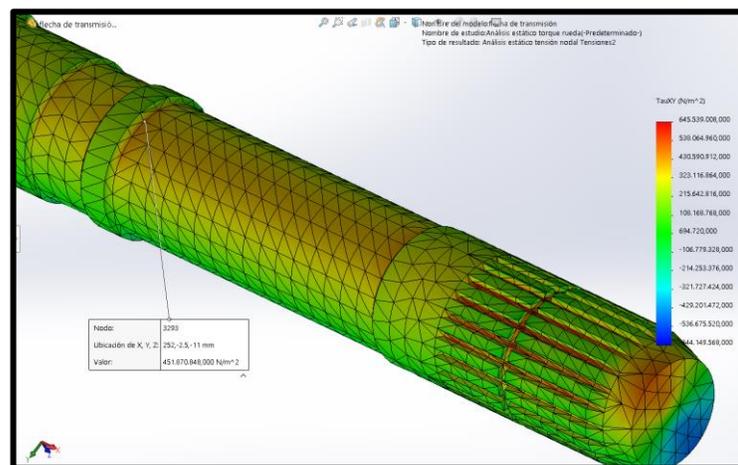
$$\tau_{max} = 383.673 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

Para el caso del punto 4 con la carga torsional de la rueda R14 aluminio, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 3293.

Figura 114

Esfuerzo máximo en el punto 4 con la torsión de la rueda R14 aluminio



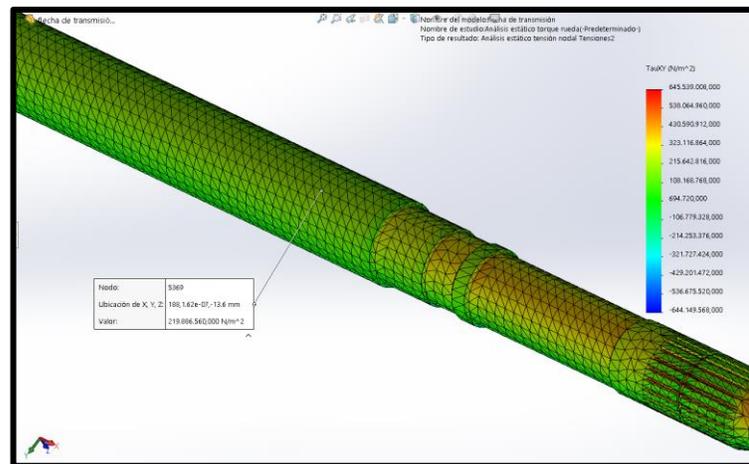
$$\tau_{max} = 451.871 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

Para el caso del punto 5 con la carga torsional de la rueda R14 aluminio, el nodo que presenta el mayor esfuerzo en esta sección es el 5369.

Figura 115

Esfuerzo máximo en el punto 5 con la torsión de la rueda R14 aluminio



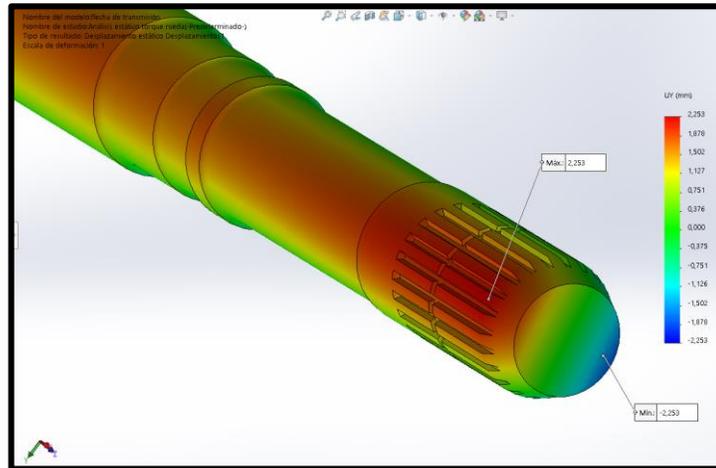
$$\tau_{max} = 219.886 \text{ MPa}$$

❖ **Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro (D = 25.7 mm)**

Al haber cambiado el punto de aplicación de la carga, los desplazamientos máximos y mínimos respecto a y, evidentemente se los toma de la cara del extremo opuesto de la flecha.

Figura 116

Desplazamientos máximo y mínimo con la torsión de la rueda R14 aluminio



$$\theta = \frac{Max + min}{\phi} \text{ (rad)}$$

$$\theta = \frac{2.253 \text{ mm} + 2.253 \text{ mm}}{25.7 \text{ mm}}$$

$$\theta = 0.17533074 \text{ rad}$$

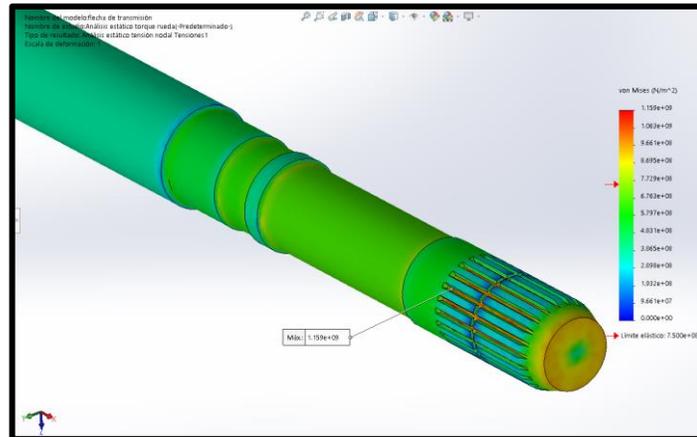
4.4.3. Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aeronumático 16" aluminio

Se repite el estudio, pero con la torsión de la rueda R16 de aluminio. No olvidar que los nodos serán los mismos que se presentaron en la simulación con la rueda R14 de aluminio y continuarán así para los conjuntos posteriores.

❖ Esfuerzo de Von Mises en la flecha

Figura 117

Esfuerzos de Von Mises con la torsión de la rueda R16 aluminio

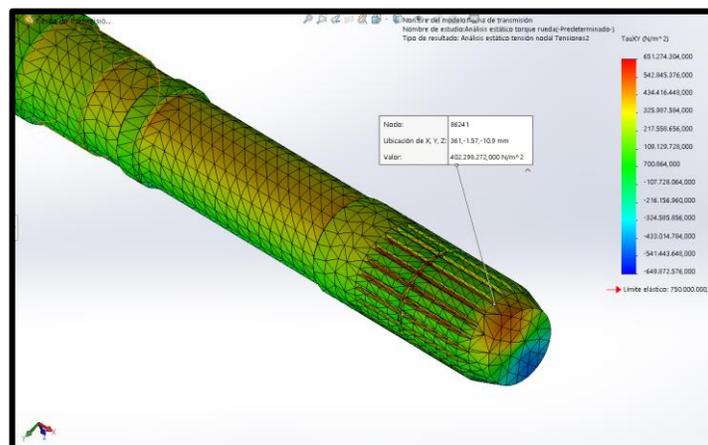


$$\sigma' = 1.159 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)

Figura 118

Esfuerzo máximo en el punto 1 con la torsión de la rueda R16 aluminio

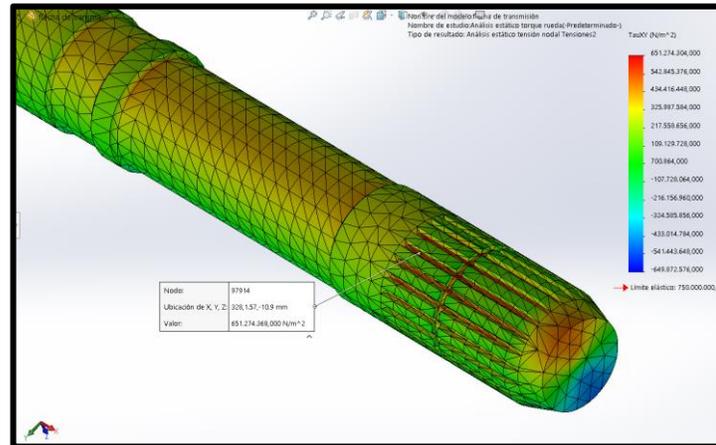


$$\tau_{max} = 402.298 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)**

Figura 119

Esfuerzo máximo en el punto 2 con la torsión de la rueda R16 aluminio

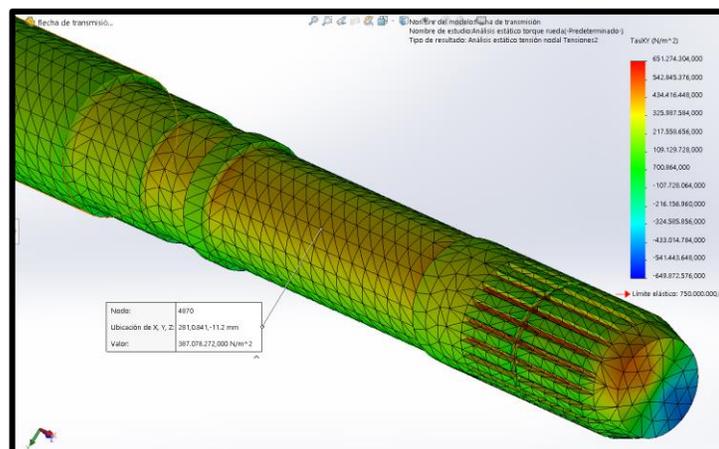


$$\tau_{max} = 651.274 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

Figura 120

Esfuerzo máximo en el punto 3 con la torsión de la rueda R16 aluminio

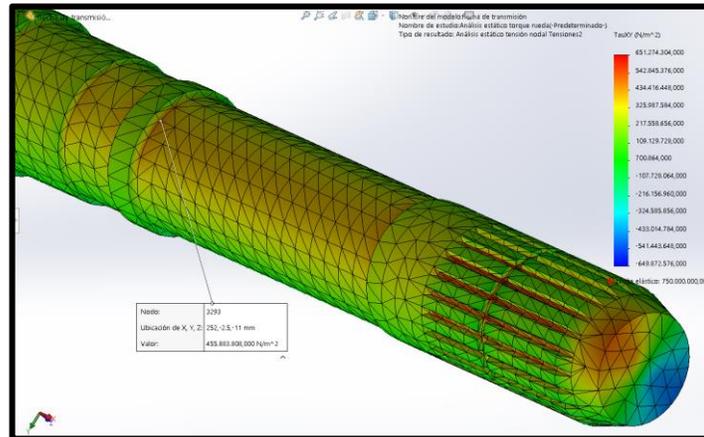


$$\tau_{max} = 387.078 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

Figura 121

Esfuerzo máximo en el punto 4 con la torsión de la rueda R16 aluminio

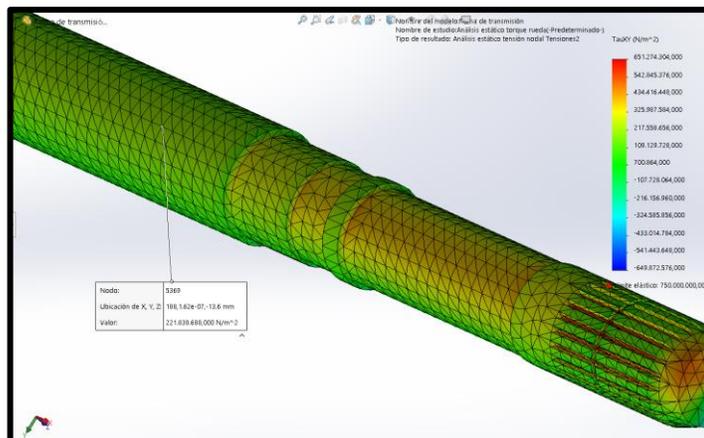


$$\tau_{max} = 455.884 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

Figura 122

Esfuerzo máximo en el punto 5 con la torsión de la rueda R16 aluminio

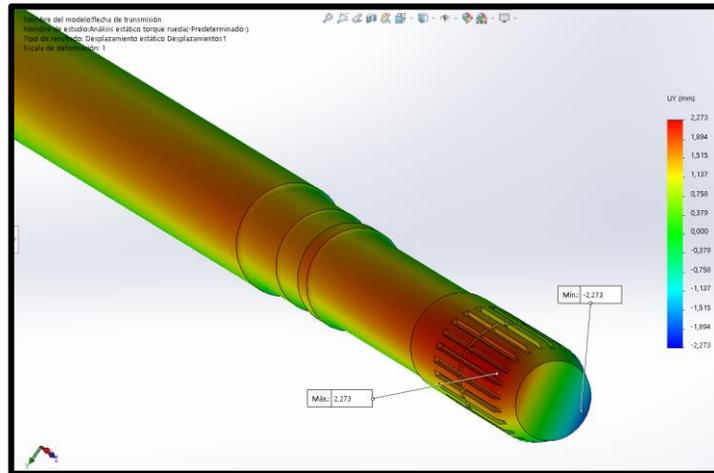


$$\tau_{max} = 221.838 \text{ MPa}$$

- ❖ Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro ($D = 25.7 \text{ mm}$)

Figura 123

Desplazamientos máximo y mínimo con la torsión de la rueda R16 aluminio



$$\theta = \frac{Max + min}{\varnothing} \text{ (rad)}$$

$$\theta = \frac{2.273 \text{ mm} + 2.273 \text{ mm}}{25.7 \text{ mm}}$$

$$\theta = 0.17688716 \text{ rad}$$

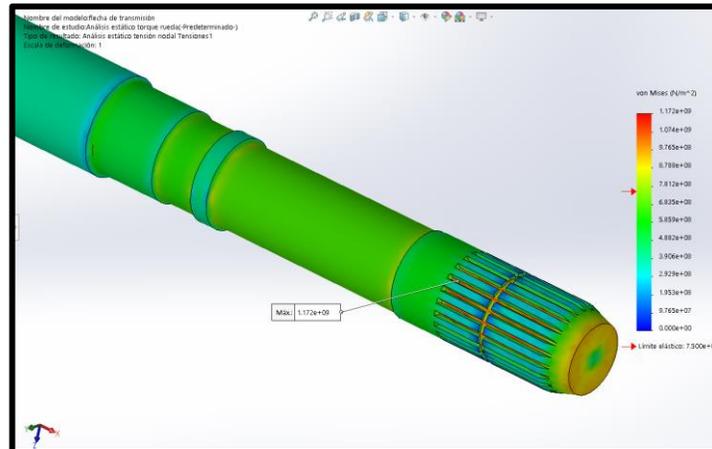
4.4.4. Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aeronumático 17" aluminio

Se repite el estudio, pero con la carga torsional de la rueda R17 de aluminio.

❖ Esfuerzo de Von Mises en la flecha

Figura 124

Esfuerzos de Von Mises con la torsión de la rueda R17 aluminio

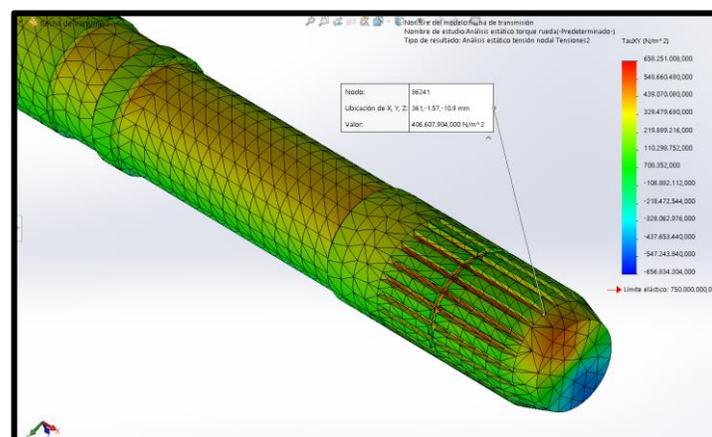


$$\sigma' = 1.172 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)

Figura 125

Esfuerzo máximo en el punto 1 con la torsión de la rueda R17 aluminio

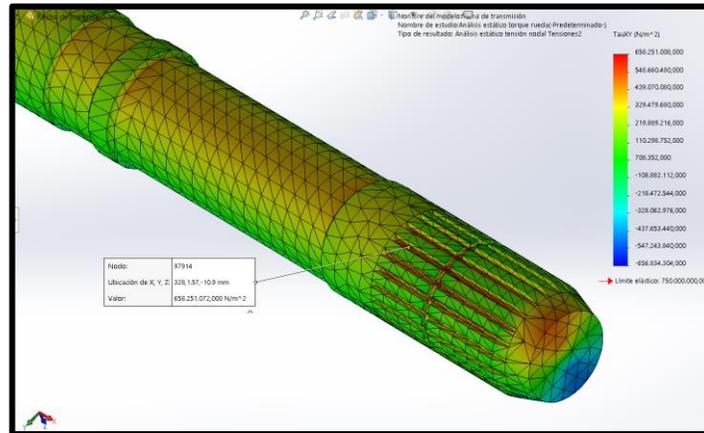


$$\tau_{max} = 406.608 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)

Figura 126

Esfuerzo máximo en el punto 2 con la torsión de la rueda R17 aluminio

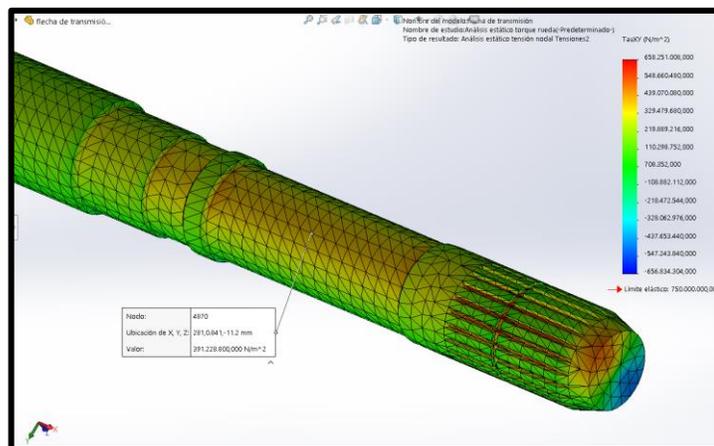


$$\tau_{max} = 658.251 \text{ MPa}$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)

Figura 127

Esfuerzo máximo en el punto 3 con la torsión de la rueda R17 aluminio

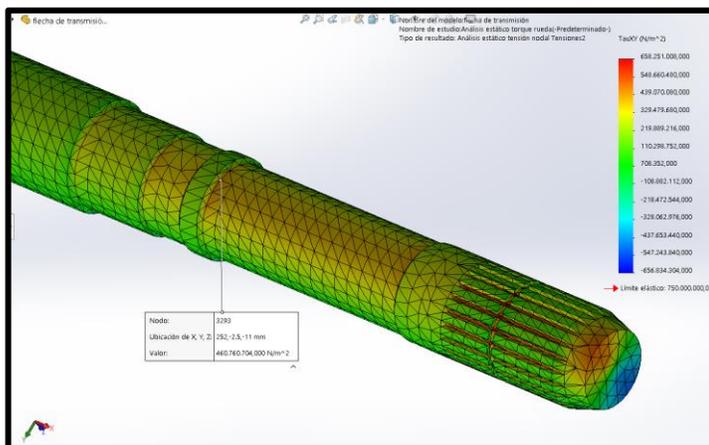


$$\tau_{max} = 391.229 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

Figura 128

Esfuerzo máximo en el punto 4 con la torsión de la rueda R17 aluminio

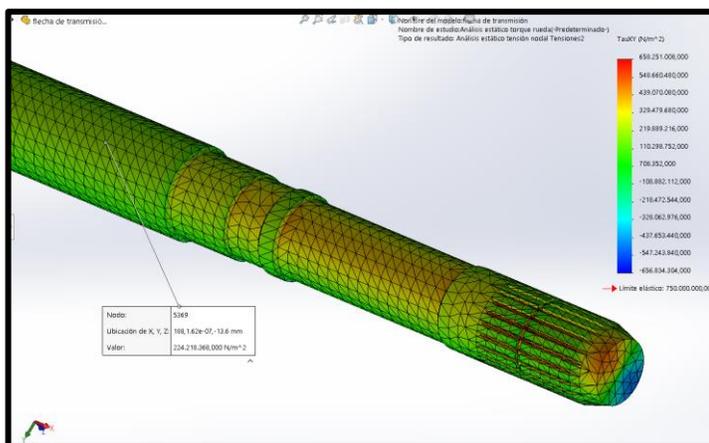


$$\tau_{max} = 460.761 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

Figura 129

Esfuerzo máximo en el punto 5 con la torsión de la rueda R17 aluminio

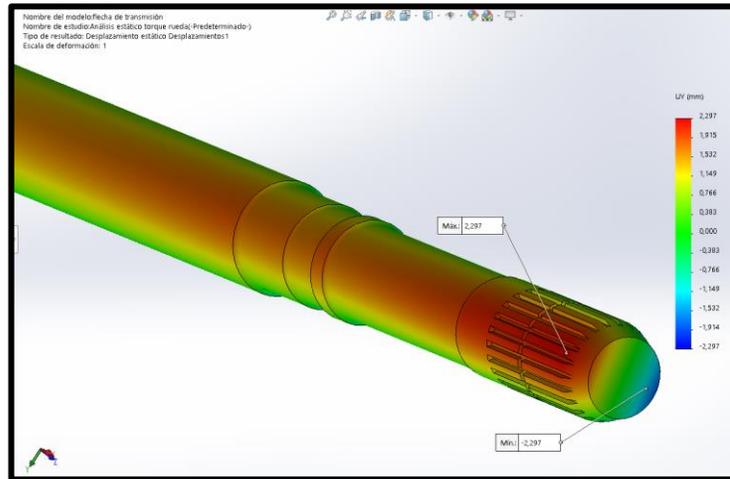


$$\tau_{max} = 224.218 \text{ MPa}$$

- ❖ Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro ($D = 25.7 \text{ mm}$)

Figura 130

Desplazamientos máximo y mínimo con la torsión de la rueda R17 aluminio



$$\theta = \frac{Max + min}{\phi} \text{ (rad)}$$

$$\theta = \frac{2.297 \text{ mm} + 2.297 \text{ mm}}{25.7 \text{ mm}}$$

$$\theta = 0.17875486 \text{ rad}$$

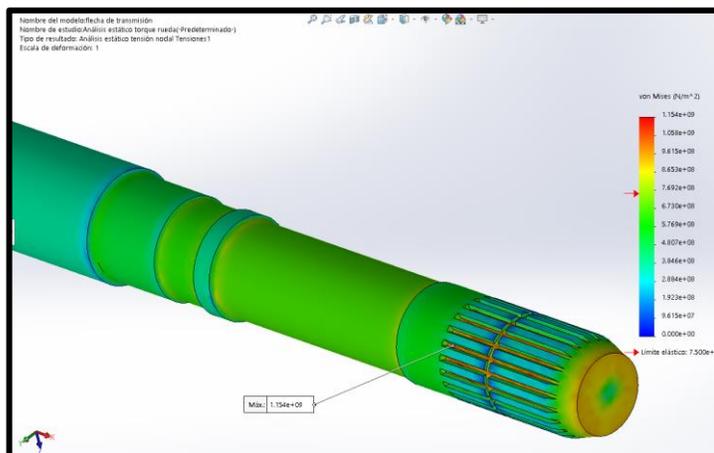
4.4.5. Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aeronumático 14" acero

Se repite el estudio, pero con la carga torsional de la rueda R14 de acero.

❖ Esfuerzo de Von Mises en la flecha

Figura 131

Esfuerzos de Von Mises con la torsión de la rueda R14 acero

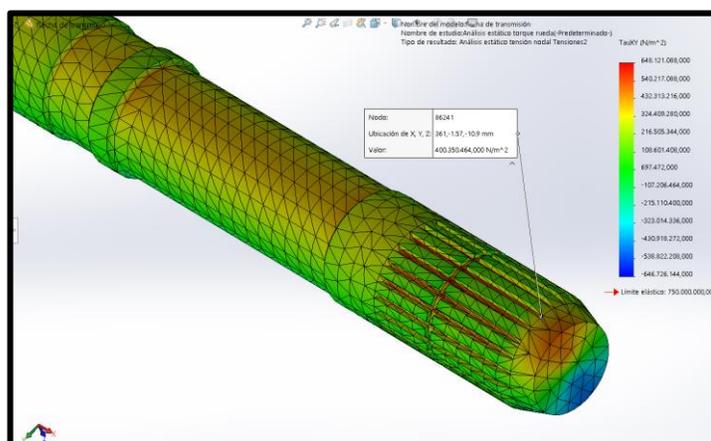


$$\sigma' = 1.154 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)

Figura 132

Esfuerzo máximo en el punto 1 con la torsión de la rueda R14 acero

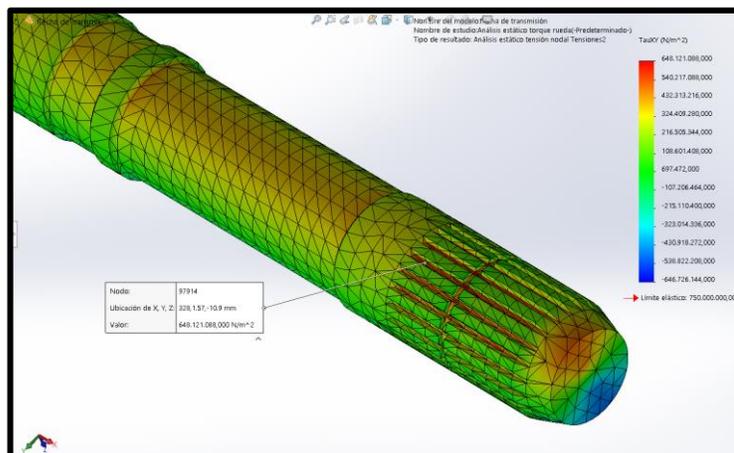


$$\tau_{max} = 400.350 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)**

Figura 133

Esfuerzo máximo en el punto 2 con la torsión de la rueda R14 acero

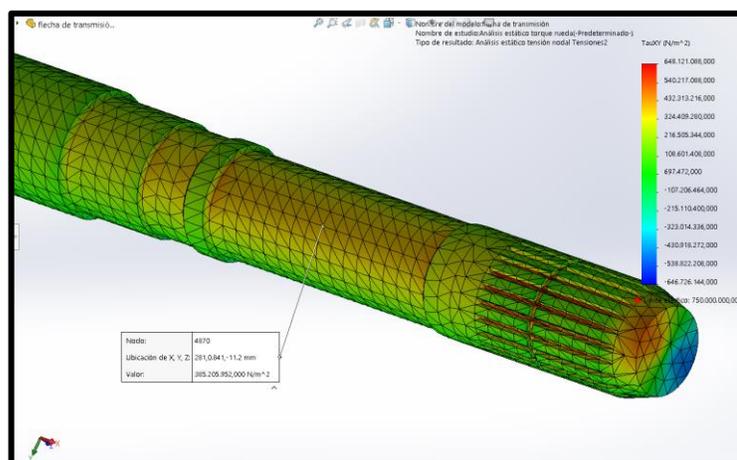


$$\tau_{max} = 648.121 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

Figura 134

Esfuerzo máximo en el punto 3 con la torsión de la rueda R14 acero

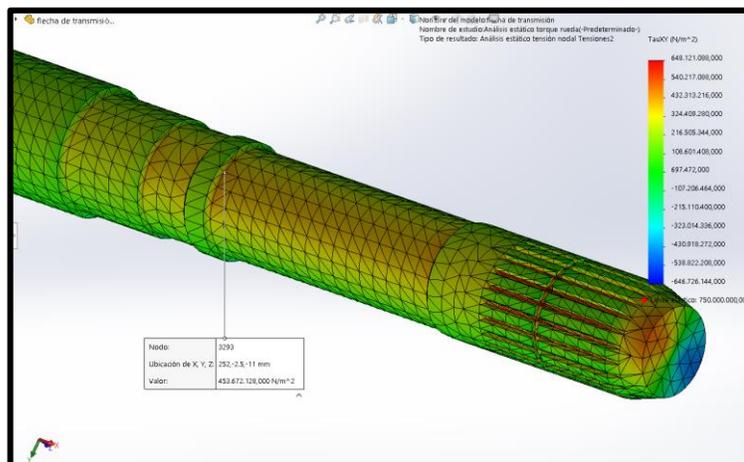


$$\tau_{max} = 385.206 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

Figura 135

Esfuerzo máximo en el punto 4 con la torsión de la rueda R14 acero

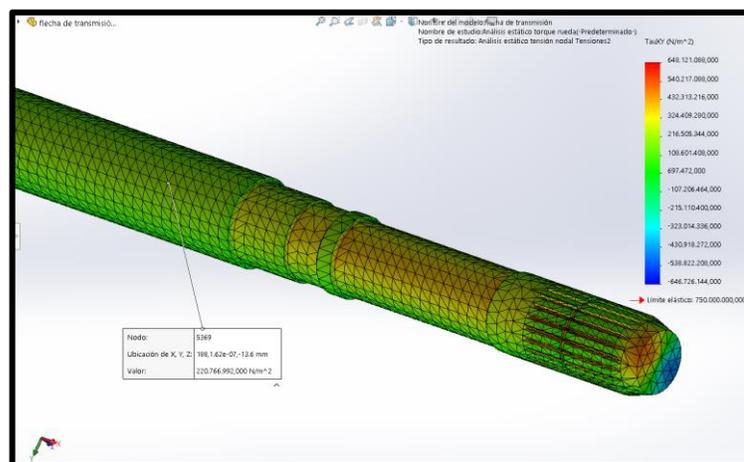


$$\tau_{max} = 453.672 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

Figura 136

Esfuerzo máximo en el punto 5 con la torsión de la rueda R14 acero

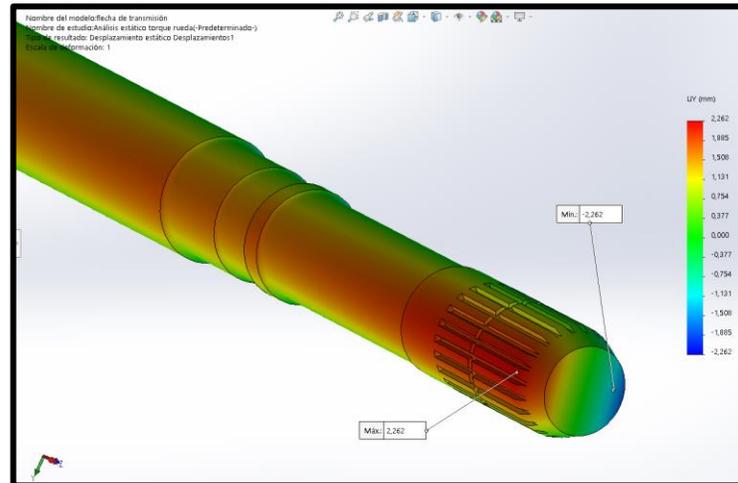


$$\tau_{max} = 220.767 \text{ MPa}$$

- ❖ Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro ($D = 25.7 \text{ mm}$)

Figura 137

Desplazamientos máximo y mínimo con la torsión de la rueda R14 acero



$$\theta = \frac{Max + min}{\phi} \text{ (rad)}$$

$$\theta = \frac{2.262 \text{ mm} + 2.262 \text{ mm}}{25.7 \text{ mm}}$$

$$\theta = 0.17603113 \text{ rad}$$

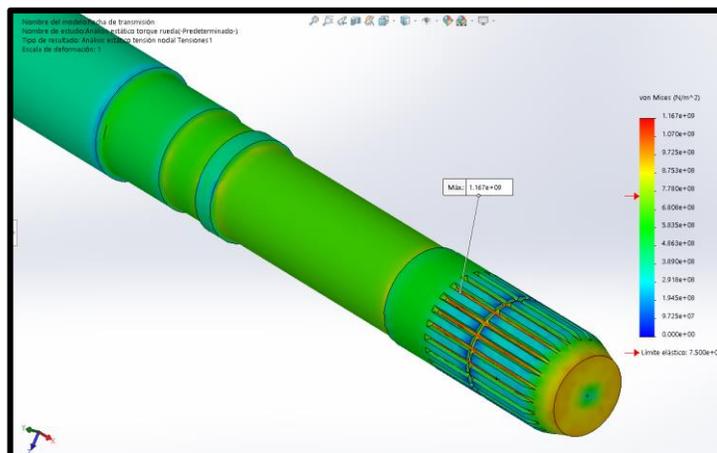
4.4.6. Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aeronumático 16" acero

Se repite el estudio, pero con la carga torsional de la rueda R16 de acero.

❖ Esfuerzo de Von Mises en la flecha

Figura 138

Esfuerzos de Von Mises con la torsión de la rueda R16 acero

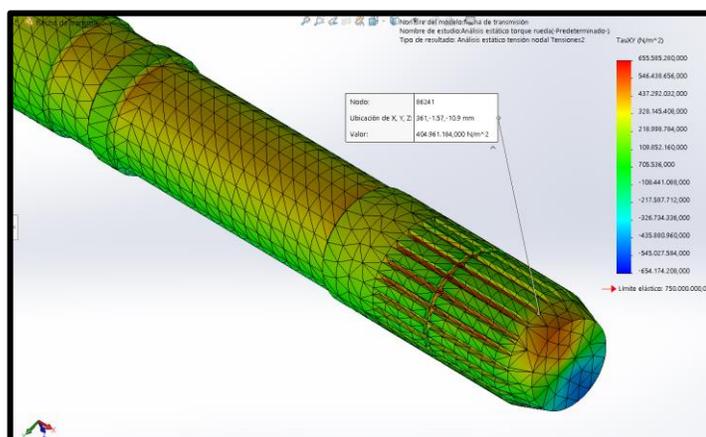


$$\sigma' = 1.167 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

❖ Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)

Figura 139

Esfuerzo máximo en el punto 1 con la torsión de la rueda R16 acero

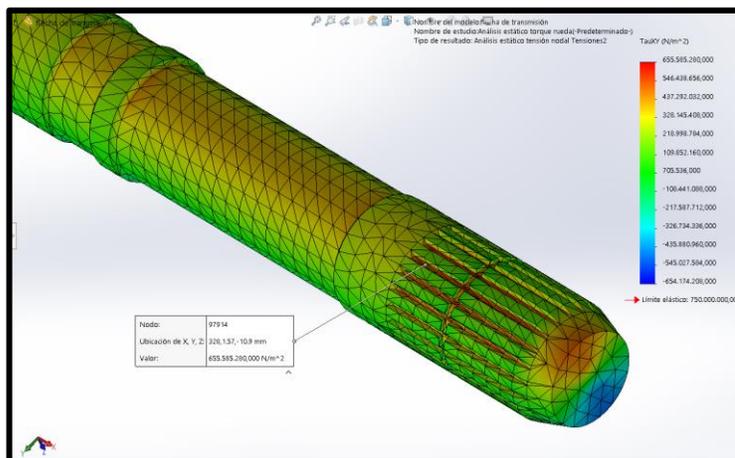


$$\tau_{max} = 404.961 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)**

Figura 140

Esfuerzo máximo en el punto 2 con la torsión de la rueda R16 acero

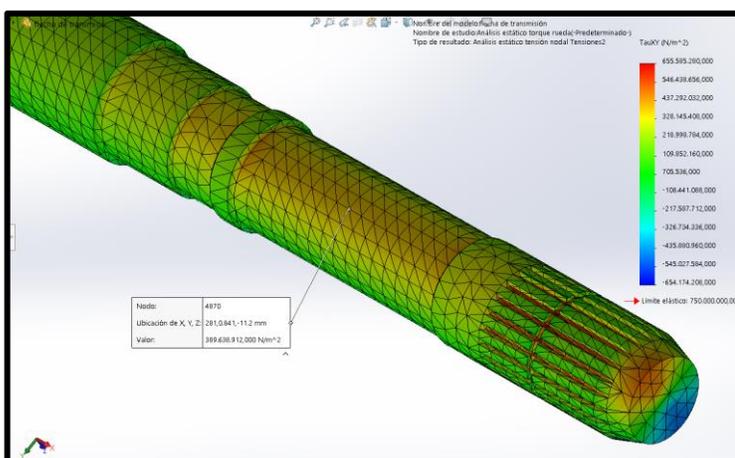


$$\tau_{max} = 655.585 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

Figura 141

Esfuerzo máximo en el punto 3 con la torsión de la rueda R16 acero

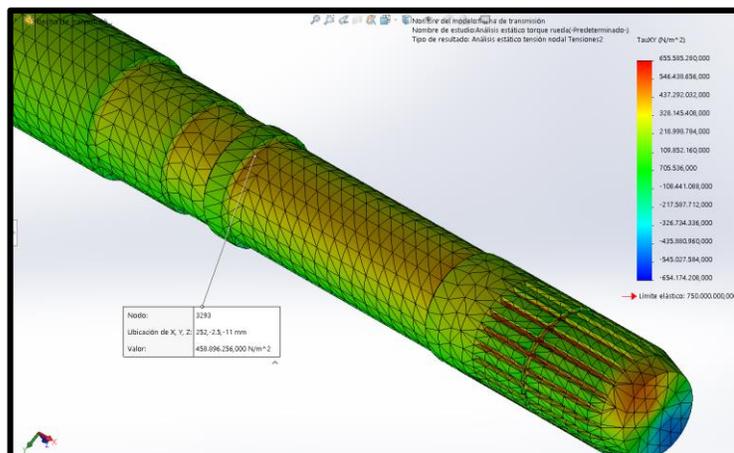


$$\tau_{max} = 389.639 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

Figura 142

Esfuerzo máximo en el punto 4 con la torsión de la rueda R16 acero

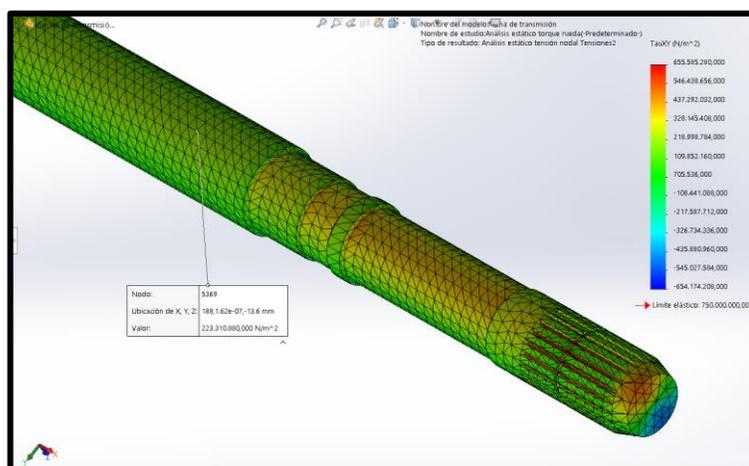


$$\tau_{max} = 458.896 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

Figura 143

Esfuerzo máximo en el punto 5 con la torsión de la rueda R16 acero

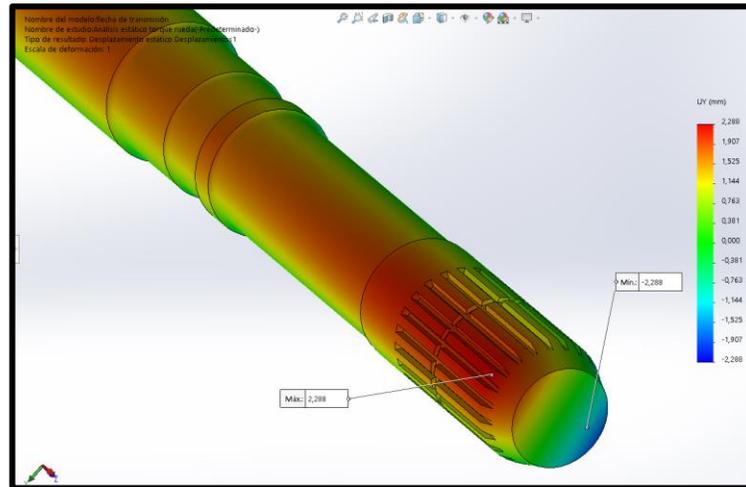


$$\tau_{max} = 223.311 \text{ MPa}$$

- ❖ Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro ($D = 25.7 \text{ mm}$)

Figura 144

Desplazamientos máximo y mínimo con la torsión de la rueda R16 acero



$$\theta = \frac{Max + min}{\varnothing} \text{ (rad)}$$

$$\theta = \frac{2.288 \text{ mm} + 2.288 \text{ mm}}{25.7 \text{ mm}}$$

$$\theta = 0.17805447 \text{ rad}$$

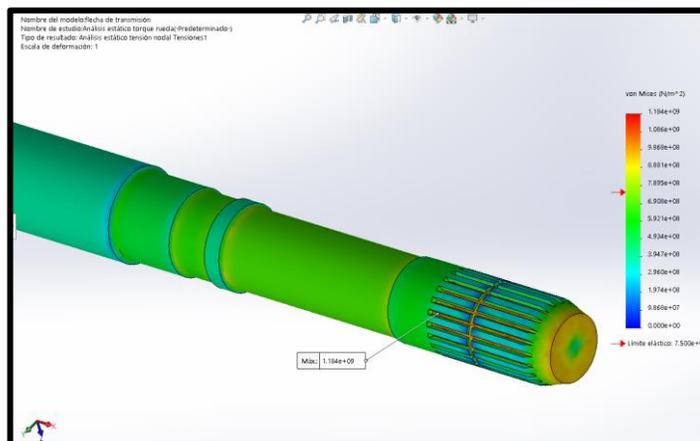
4.4.7. Simulación esfuerzos en el palier producidos por el conjunto aeronumático 17" acero

Se repite el estudio, pero con la carga torsional de la rueda R17 de acero.

❖ **Esfuerzo de Von Mises en la flecha**

Figura 145

Esfuerzos de Von Mises con la torsión de la rueda R17 acero

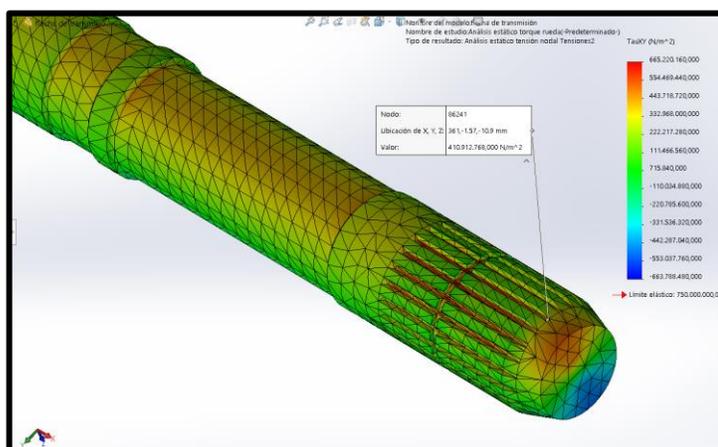


$$\sigma' = 1.184 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 1 (D = 22 mm)**

Figura 146

Esfuerzo máximo en el punto 1 con la torsión de la rueda R17 acero

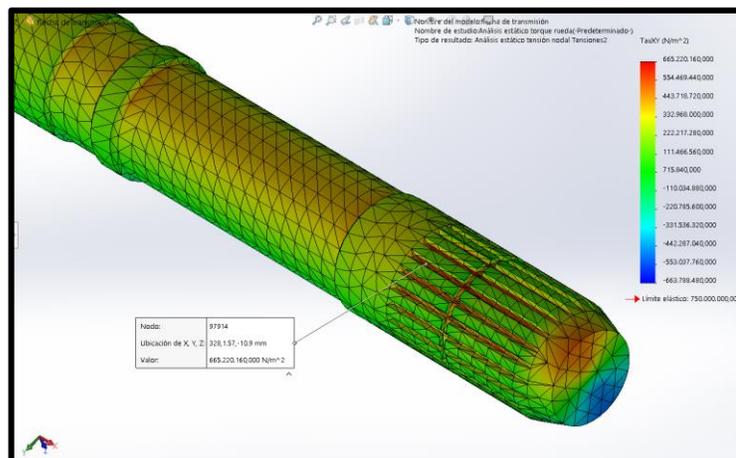


$$\tau_{max} = 410.913 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 2 (zona estriada)**

Figura 147

Esfuerzo máximo en el punto 2 con la torsión de la rueda R17 acero

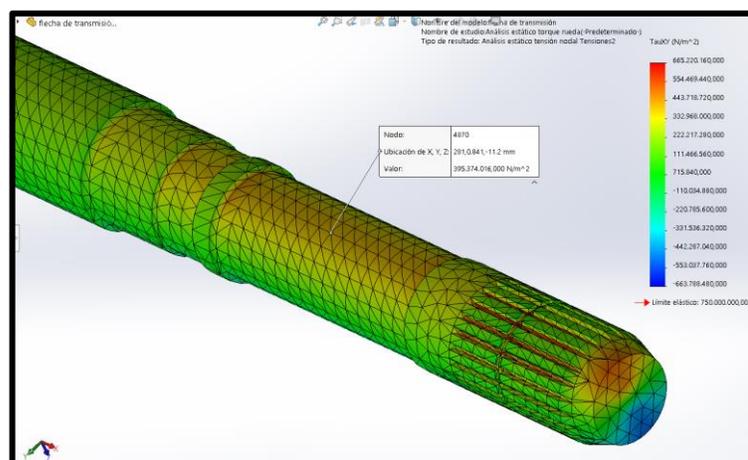


$$\tau_{max} = 665.220 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 3 (D = 22.5 mm)**

Figura 148

Esfuerzo máximo en el punto 3 con la torsión de la rueda R17 acero

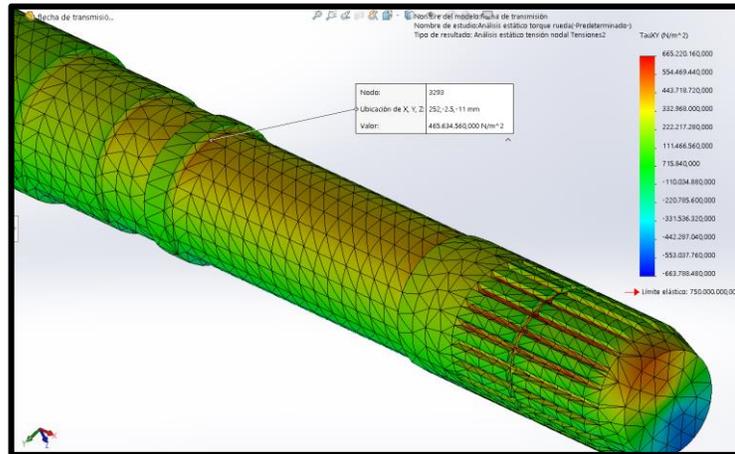


$$\tau_{max} = 395.374 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 4 (concentración de esfuerzo)**

Figura 149

Esfuerzo máximo en el punto 4 con la torsión de la rueda R17 acero

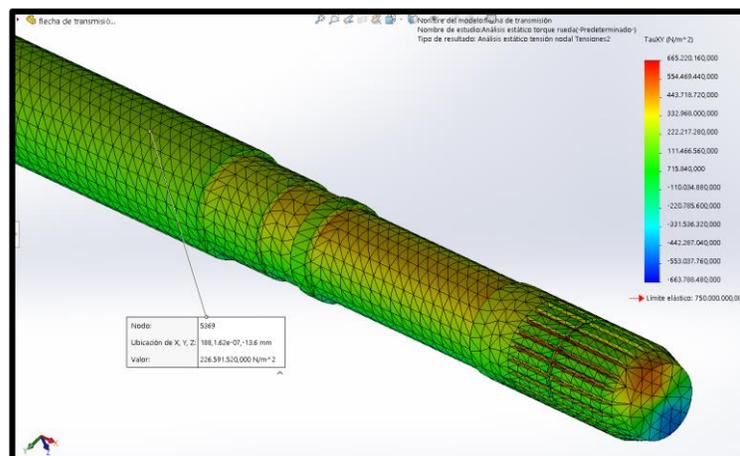


$$\tau_{max} = 465.634 \text{ MPa}$$

❖ **Esfuerzo máximo en el punto 5 (D = 27.1 mm)**

Figura 150

Esfuerzo máximo en el punto 5 con la torsión de la rueda R17 acero

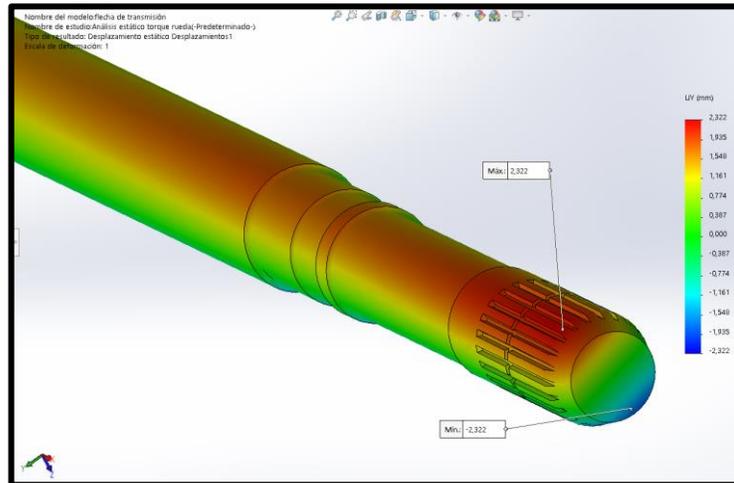


$$\tau_{max} = 226.591 \text{ MPa}$$

- ❖ Deflexión angular máxima de la cara de un extremo de la flecha con respecto al otro ($D = 25.7 \text{ mm}$)

Figura 151

Desplazamientos máximo y mínimo con la torsión de la rueda R17 acero



$$\theta = \frac{Max + min}{\varnothing} \text{ (rad)}$$

$$\theta = \frac{2.322 \text{ mm} + 2.322 \text{ mm}}{25.7 \text{ mm}}$$

$$\theta = 0.18070039 \text{ rad}$$

A continuación, se presenta una tabla resumen con todos los valores de esfuerzos extraídos de los estudios en el software CAE.

Tabla 12

Resumen de valores de esfuerzos entregados por medio de CAE, en cada uno de los puntos considerados del palier

Torsión	Esfuerzo máximo de Von Mises (GPa)	Esfuerzo Punto 1 (MPa)	Esfuerzo Punto 2 (MPa)	Esfuerzo Punto 3 (MPa)	Esfuerzo Punto 4 (MPa)	Esfuerzo Punto 5 (MPa)	Deflexión angular (rad)
Caja	1,219	422,211	696,457	413,059	491,786	237,308	0,19463035
Rin 14" Aluminio	1,149	398,756	645,539	383,673	451,871	219,886	0,17533074
Rin 16" Aluminio	1,159	402,298	651,274	387,078	455,884	221,838	0,17688716
Rin 17" Aluminio	1,172	406,608	658,251	391,229	460,761	224,218	0,17875486
Rin 14" Acero	1,154	400,350	648,121	385,206	453,672	220,767	0,17603113
Rin 16" Acero	1,167	404,961	655,585	389,639	458,896	223,311	0,17805447
Rin 17" Acero	1,184	410,913	665,220	395,374	465,634	226,591	0,18070039

Nota. Se resalta los esfuerzos en el punto 2 (zona estriada) por ser los máximos que encontraremos en la flecha o palier de transmisión.

Capítulo V

5. Resultados y discusión

5.1. Comparación de resultados (Cálculo VS CAE)

Las tablas a continuación presentan los esfuerzos tanto del cálculo analítico como del esfuerzo entregado por los estudios del software CAE, en cada uno de los puntos de estudio considerado en el palier.

5.1.1. Esfuerzos en el punto 1

Tabla 13

Comparación de esfuerzos en el punto 1

Torsión	Cálculo analítico (MPa)	Simulación CAE (MPa)	Variación (%)
Caja	440,779	422,211	4,21
Rin 14" Aluminio	405,384	398,756	
Rin 16" Aluminio	408,986	402,298	1,63
Rin 17" Aluminio	413,367	406,608	
Rin 14" Acero	407,006	400,350	
Rin 16" Acero	411,693	404,961	1,63
Rin 17" Acero	417,744	410,913	

En el punto 1 que era la sección cilíndrica de 22 mm de diámetro, se presentó una variación de resultados entre esfuerzos calculados y entregados por el CAE de 4.21% en la torsión de la transmisión y 1.63% en la torsión de la rueda.

5.1.2. Esfuerzos en el punto 2

Tabla 14

Comparación de esfuerzos en el punto 2

Torsión	Cálculo analítico (MPa)	Simulación CAE (MPa)	Variación (%)
Caja	691,532	696,457	0,71
Rin 14" Aluminio	636,002	645,539	
Rin 16" Aluminio	641,653	651,274	1,50
Rin 17" Aluminio	648,527	658,251	
Rin 14" Acero	638,547	648,121	
Rin 16" Acero	645,900	655,585	1,50
Rin 17" Acero	655,393	665,220	

En el punto 2 que era la zona estriada, se presentan los **máximos** valores de esfuerzos en el palier. Se presenta una variación de resultados de 0.71% para la torsión de la transmisión y 1.50% en la torsión de la rueda, entre los valores de esfuerzo calculado y de la simulación. Posteriormente se analizará e interpretará los resultados en función de los datos obtenidos en este punto.

5.1.3. Esfuerzos en el punto 3

Tabla 15.

Comparación de esfuerzos en el punto 3

Torsión	Cálculo analítico (MPa)	Simulación CAE (MPa)	Variación (%)
Caja	412,04	413,059	0,25
Rin 14" Aluminio	378,957	383,673	
Rin 16" Aluminio	382,324	387,078	1,24
Rin 17" Aluminio	386,419	391,229	
Rin 14" Acero	380,473	385,206	
Rin 16" Acero	384,855	389,639	1,24
Rin 17" Acero	390,511	395,374	

En el punto 3 que era la sección cilíndrica de 22.5 mm de diámetro, se presenta una variación de resultados de 0.25% en la torsión de la transmisión y 1.24% en la torsión de la rueda.

5.1.4. Esfuerzos en el punto 4

Tabla 16

Comparación de esfuerzos en el punto 4

Torsión	Cálculo analítico (MPa)	Simulación CAE (MPa)	Variación (%)	Concentración de esfuerzo analítico (%)	Concentración de esfuerzo CAE (%)
Caja	502,689	491,786	2,17	22,00	19,06

Torsión	Cálculo analítico (MPa)	Simulación CAE (MPa)	Variación (%)	Concentración de esfuerzo analítico (%)	Concentración de esfuerzo CAE (%)
Rin 14" Aluminio	462,327	451,871			
Rin 16" Aluminio	466,435	455,884	2,26	22,00	15,09
Rin 17" Aluminio	471,431	460,761			
Rin 14" Acero	464,177	453,672			
Rin 16" Acero	469,523	458,896	2,26	22,00	15,09
Rin 17" Acero	476,423	465,634			

En el punto 4 que era el concentrador de esfuerzos, se obtuvo una variación de resultados de 2.17% en la torsión de la transmisión y 2.26% en la torsión de la rueda. También el cálculo analítico arrojó un incremento de esfuerzos con respecto a la sección de 22.5 mm de 22%, mientras que el CAE entregó un incremento de 19.06% para la torsión de la transmisión y de 15.09% para la torsión de la rueda.

5.1.5. Esfuerzos en el punto 5

Tabla 17

Comparación de esfuerzos en el punto 5

Torsión	Cálculo analítico (MPa)	Simulación CAE (MPa)	Variación (%)
Caja	235,82	237,308	0,63
Rin 14" Aluminio	216,885	219,886	
Rin 16" Aluminio	218,812	221,838	1,38
Rin 17" Aluminio	221,156	224,218	
Rin 14" Acero	217,753	220,767	
Rin 16" Acero	220,261	223,311	1,38
Rin 17" Acero	223,498	226,591	

En el punto 5 que era la sección circular de diámetro de 27.1 (el mayor diámetro de la flecha) se presentaron los menores esfuerzos cortantes por torsión, como era lo esperado. Se presentó una variación de resultados de 0.63% para la torsión de la transmisión y de 1.38% para la torsión de la rueda entre los esfuerzos calculados y la simulación.

5.1.6. Deflexión angular del palier

Tabla 18

Comparación de deflexión angular del palier

Torsión	Cálculo analítico (rad)	Simulación CAE (rad)	Variación (%)
Caja	0,19661354	0,19463035	1,01
Rin 14" Aluminio	0,18082557	0,17533074	3,04
Rin 16" Aluminio	0,18243211	0,17688716	
Rin 17" Aluminio	0,18438640	0,17875486	
Rin 14" Acero	0,18154883	0,17603113	3,04
Rin 16" Acero	0,18363967	0,17805447	
Rin 17" Acero	0,18633856	0,18070039	

En cuanto a la deflexión angular la variación de resultados entre esfuerzos calculados y entregados por el CAE es de 1.01% para la torsión de la transmisión y de 3.04% para la torsión de la caja.

5.2. Análisis e interpretación de resultados

Se tomará únicamente los valores de esfuerzos y deflexión angular máximos encontrados en el palier o flecha de transmisión (los entregados por el CAE) y se discutirá cuánto es el incremento que sufren en función del tipo de rueda, es decir de su tamaño (diámetro) y su material (peso).

5.2.1. Comparación de diferentes diámetros de Rin y del mismo material (Aluminio)

Tabla 19

Valores máximos para rin de aluminio (Comparación entre diámetros)

Ø RIN	Esfuerzo (MPa)	Deflexión angular (rad)	Incremento de valores respecto al Rin 14" Aluminio (%)
Rin 14"	645,539	0,17533074	0,00
Rin 16"	651,274	0,17688716	0,89
Rin 17"	658,251	0,17875486	1,97

Se puede observar que si cambiamos una rueda (aro-neumático) de 14" por una de 16" se incrementa el esfuerzo máximo alrededor de 5.7 MPa es decir un 0.89% más. Si reemplazamos la rueda de 14" por una de 17" el valor de esfuerzo máximo aumenta 12.7 MPa, es decir alrededor de 1.97% de incremento. La deflexión angular en ambos casos también aumenta en el mismo porcentaje respectivamente.

5.2.2. Comparación de diferentes diámetros de Rin y del mismo material (Acero)

Tabla 20

Valores máximos para rin de acero (Comparación entre diámetros)

Ø RIN	Esfuerzo (MPa)	Deflexión angular (rad)	Incremento de valores respecto al Rin 14" Acero (%)
Rin 14"	648,121	0,17603113	0,00
Rin 16"	655,585	0,17805447	1,15
Rin 17"	665,220	0,18070039	2,65

Se puede observar que si cambiamos una rueda de 14" por una de 16" se incrementa el esfuerzo máximo alrededor de 7.5 MPa es decir un 1.15% más. Si reemplazamos la rueda de 14" por una de 17" el valor de esfuerzo máximo aumenta 17.1 MPa, es decir alrededor de 2.65% de incremento. La deflexión angular en ambos casos también aumenta en el mismo porcentaje respectivamente.

5.2.3. Comparación del mismo diámetro de Rin y de diferente material (Aluminio VS Acero)

Tabla 21

Valores máximos para ambos materiales (Comparación entre materiales)

Ø RIN	Esfuerzo Rin Aluminio (MPa)	Esfuerzo Rin Acero (MPa)	Deflexión angular Rin Aluminio (rad)	Deflexión angular Rin Acero (rad)	Diferencia (%)
Rin 14"	645,539	648,121	0,17533074	0,17603113	0,40
Rin 16"	651,274	655,585	0,17688716	0,17805447	0,66
Rin 17"	658,251	665,220	0,17875486	0,18070039	1,06

Si comparamos entre materiales, un rin de 14" de aluminio producirá un 0.4% menos esfuerzo y deflexión del palier que un rin de 14" de acero del mismo modelo.

Un rin de 16" de aluminio producirá un 0.66% menos esfuerzo y deflexión del palier que un rin de 16" de acero.

Finalmente, si comparamos entre ruedas de 17", el rin de aluminio producirá alrededor de un 1.06% menos esfuerzo y deflexión que su equivalente de acero.

5.3. Discusión final

Como se pudo evidenciar tanto en el capítulo 3 (Cálculos) como en el capítulo 4 (Simulación), los valores de esfuerzos máximos se presentan en la zona baja de la zona estriada, esto indica que es esta parte del palier la que más sufrirá con el cambio de ruedas.

Si la zona estriada es la más afectada por el cambio de ruedas (aro-neumático), se puede inferir que las juntas homocinéticas (desplazable y fija de bolas) recibirán el mismo nivel de efectos (castigo) al aumentar las dimensiones o modificar las características de las ruedas.

Si bien los incrementos de esfuerzos obtenidos que son producto de la modificación de dimensiones de la rueda, no son tan grandes como para producir una falla catastrófica inmediata del semieje de transmisión, si se traduce inevitablemente en una aceleración del desgaste de los componentes de este elemento, pudiendo reducir de manera importante su vida útil, especialmente de las juntas homocinéticas.

Un mayor desgaste de los componentes del semieje significa una menor vida útil del mismo, esto implica operaciones de mantenimiento con relativa mayor frecuencia que las originalmente previstas con las ruedas OE (de fábrica), y esto a su vez se traduce en aumentos de tiempos y gastos económicos en mantenimientos.

Finalmente, como se observó en el apartado de cálculos tanto el diámetro exterior de la rueda (altura del eje), como su peso, contribuyen al cambio de valores torsionales que recibe el semieje por parte de la rueda, pero se pudo ver que si se realiza el cambio de ruedas por unas de diámetro equivalente como es lo recomendado (3% de tolerancia), el aumento de esfuerzos producto del cambio de diámetro se hacen muy pequeños o despreciables, dejando solo el aumento de esfuerzos producido por el aumento de peso de la rueda. De esta manera evitando aumentar más de lo necesario los valores torsionales y de esfuerzos en el semieje, siendo esta la manera más adecuada de llevar a cabo esta operación de cambio de ruedas, si es que se decide a hacerlo.

Como una observación adicional se puede afirmar que el uso de unas ruedas más pesadas no solo afectará mecánicamente al vehículo, sino que también modificarán de manera importante la conducción del vehículo, pudiendo empeorar la respuesta de las ruedas al giro del volante, haciéndolo lento y de difícil maniobrabilidad a altas velocidades, también pueden ser más susceptible a sentir los golpes producto de las irregularidades del camino.

Capítulo VI

6. Conclusiones y recomendaciones

6.1. Conclusiones

- Se determinó que un semieje de transmisión al instante del arranque (romper el reposo), está dominado casi en su totalidad por momentos torsionales provenientes de la transmisión y otro opuesto correspondiente a la rueda, mientras que las cargas axiales o flexionantes son despreciables.
- Se determinó que uno de los materiales más adecuados y utilizados para la construcción de un semieje de transmisión y puntualmente el de un Chevrolet Aveo 1.6 es el AISI 4140 o su equivalente en DIN el 42CrMo4.
- Se realizó el modelado dimensionalmente exacto de cada elemento del semieje de transmisión del vehículo propuesto y se presentó su configuración real, así como también se representó las fuerzas actuantes sobre el mismo.
- La mayor carga torsional proveniente de la transmisión se produce en la primera velocidad y es de 921.55 Nm, mientras que la producida por la rueda depende tanto del peso sobre la rueda, como de la altura del eje. Se evidenció y se cuantificó que las ruedas más grandes ya sea en aluminio o acero presentan una mayor carga torsional por ser las más pesadas y en algunos casos tener un diámetro mayor.

- Se determinó tanto analíticamente como mediante la simulación CAE que los valores de esfuerzo máximos presentes en el palier se dan en la parte inferior de la zona estriada, siendo esta zona y por consiguiente las juntas homocinéticas las más afectadas por la modificación de características de las ruedas.
- Los esfuerzos máximos causados por los rines de aluminio de 14", 16" y 17" son de 645.539, 651.274 y 658.251 MPa respectivamente.
- Los esfuerzos máximos causados por los rines de acero de 14", 16" y 17" son de 648.121, 655.585 y 665.22 MPa respectivamente.
- Un cambio de ruedas (plus 2) de 14" a 16", produce un incremento de esfuerzos de 5.7 MPa en el semieje, es decir de 0.89%, para aros de aluminio.
- Un cambio de ruedas (plus 2) de 14" a 16", produce un incremento de esfuerzos de 7.5 MPa en el semieje, es decir de 1.15%, para aros de acero.
- Un cambio de ruedas (plus 3) de 14" a 17", produce un incremento de esfuerzos de 12.7 MPa en el semieje, es decir de 1.97%, para aros de aluminio.
- Un cambio de ruedas (plus 3) de 14" a 17", produce un incremento de esfuerzos de 17.1 MPa en el semieje, es decir de 2.65% para aros acero.
- Los incrementos de esfuerzos obtenidos inevitablemente causarán una aceleración del desgaste de los componentes del semieje, sobre todo de los elementos que reciben las cargas de torsión como son las juntas homocinéticas, pudiendo presentar un mayor desgaste de la pista de bolas en el caso de la junta fija de bolas y del trípode en el caso de la junta desplazable, afectando en el mismo nivel sus respectivas campanas, y de esta manera eventualmente terminar en daños importantes de estos componentes.

- El incremento en el desgaste de los elementos del semieje, evidentemente acarreará una reducción de la vida útil del mismo, incrementando la frecuencia de operaciones de mantenimiento y por ende aumentando tiempos y costos de realización de dichos trabajos de mantenimiento.
- La manera más adecuada de realizar la modificación de ruedas es buscando mantener constante el diámetro exterior de la rueda (diámetro exterior equivalente al de las ruedas originales) de esta manera evitando incrementar más de lo necesario los esfuerzos producto del cambio.
- Se cumple la pretensión que el presente estudio tenía de visibilizar y cuantificar los efectos de las modificaciones de las características de las ruedas en un semieje de transmisión, de esta manera pudiendo brindar una guía en la parte científica en lo que respecta a la modificación de ruedas.

6.2. Recomendaciones

- Se recomienda contar con el conocimiento técnico mínimo para realizar una modificación de características de las ruedas, pues el llevarlo a cabo con total desconocimiento podría llevar a resultados que en su mayor parte sean adversos o inconvenientes.
- Evaluar los pros y contras de la modificación de las características de las ruedas antes de tomar la decisión de llevar a cabo estas operaciones.
- Se recomienda realizar operaciones de mantenimiento preventivo con mayor frecuencia a la habitual si se lleva a cabo la modificación de las ruedas,

realizando comprobaciones visuales del estado del palier, juntas homocinéticas, estado de los guardapolvos y lubricación adecuada, para minimizar daños en los mismos.

- Para futuros trabajos de investigación se puede plantear estudios de esfuerzos sometiendo al semieje a otras condiciones a las evaluadas en este trabajo de investigación, pudiendo ser por ejemplo múltiples condiciones de recorrido o a su vez diferentes materiales del palier, o estudios de fatiga, entre otros.

7. Bibliografía

- Agüero, H. (2017). *Introducción a la Ingeniería Automotriz*. Lima: Universidad Tecnológica del Perú.
- Alonso, J. (1996). *Técnica del AUTOMOVIL MOTORES*. Madrid: International Thomson Publishing Company.
- Arteaga, O. (2018). *Resumen de la Asignatura de Diseño de Elementos de Máquina*. Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-L.
- Arteaga Criollo, E. (2016). *ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE LOS ESFUERZOS A LOS QUE SE ENCUENTRA SOMETIDA LA PUNTA DEL SEMIEJE DE TRACCIÓN AL MODIFICAR EL TIPO DE AROS Y NEUMÁTICOS DE UN VEHÍCULO*. Quito: Universidad Tecnológica Equinoccial.
- AUSA Special Steels. (Mayo de 2015). *AUSA SPECIAL STEELS*. Recuperado el 22 de abril del 2021 de ausasteel.com: <http://www.ausasteel.com/wp-content/uploads/2015/05/Acero-Aleado-Recocido-42CrMo4-AUSA.pdf>
- Automotor. (2008). *Transmisión*. Recuperado el 20 de abril del 2021 de Google sites: <https://sites.google.com/site/partesautomovil/automotor>
- Avon Machining. (2007). *Axles Shafts*. Recuperado el 26 de abril del 2021 de Avon Machining: <https://www.avonmachining.com/products/axle-shafts/>
- Bosch, R. (2005). *Manual de la técnica del automóvil*. Alemania : ISBM.

- Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley Novena edición*. México, D.F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Chevrolet. (2014). *Chevrolet Aveo Emotion Ficha Técnica detalles y especificaciones*. Recuperado el 15 de mayo del 2021 de idoc.pub: <https://idoc.pub/documents/chevrolet-aveo-emotion-ficha-tecnica-detalles-y-especificaciones-d47ejyeyzmn2>
- Fernández, M. (2017). *Diseño y estudio de los palieres de un monoplaza de FSAE empleando materiales alternativos al acero*. Madrid: UPN.
- Ford. (1999). *MANUAL: TRACCIÓN DELANTERA FORD FIESTA*. Recuperado el 28 de abril del 2021 de Mecanicoautomotriz.org: <https://www.mecanicoautomotriz.org/4214-manual-traccion-delantera-componentes-desmontaje-montaje-funcionamiento>
- Gerschler, H., & Otros. (1985). *Tecnología del automóvil Tomo 2*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- GJF Autoparts. (2014). *GJF-eje de transmisión delantero izquierdo para Chevrolet AVEO 1,4 1,6 AT 2011-2013 C-GM145-8H*. Recuperado el 10 de mayo del 2021 de Alibaba.com: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/gjf-wholesale-car-parts-right-drive-shaft-for-chevrolet-aveo-1-4-1-6-at-2011-2013-c-gm146-8h-1600137093918.html?spm=a2700.details.0.0.5d9f109aF39T1t>
- GKN Driveline. (2020). *Workshop Tips CV SPIDAN*. Recuperado el 03 de mayo del 2021 de GKN Automotive: <https://www.gknautomotive.com/>

- Gomez, V. (2015). *Métodos CAD/CAE aplicados a la generación de nuevas mallas tensegríticas de doble capa*. Santander: Universidad de Cantabria.
- Granda, L. (2004). *Diseño de un semieje automotriz por los métodos clásicos y método del elemento finito*. México, D.F.: Instituto Politécnico Nacional.
- Hibbeler, R. (2011). *Mecánica de materiales*. México: Pearson Educación.
- Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2005). *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico*. Madrid: Paraninfo, S.A.
- Michelin. (marzo de 2009). *Folleto de usuario*. Recuperado el 30 de abril del 2021 de Folleto de usuario: www.michelin.com.co
- Mott, R. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS*. México: Pearson Education.
- OZ Racing. (2020). *Llantas Sparco Trofeo 4*. Recuperado el 16 de mayo del 2021 de OZ Italian Company:
<https://www.ozracing.com/es/llantas/sparco/trofeo-4>
- Pabón, R. (2016). *El manual de prácticas del módulo "Dibujo Asistido por Computador"*. ITSA.
- Plaehn, T. (21 de Julio de 2017). *Ahorro de peso: ruedas de acero vs. aluminio*. Recuperado el 13 de mayo del 2021 de Puro Motores:
<https://www.puromotores.com/13065724/ahorro-de-peso-ruedas-de-acero-vs-aluminio>

- Reza, J. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. New York: Springer Science+Business Media, LLC.
- Sandoval, C., & Beaziz, I. (2012). *Optimización de la flecha de transmisión de un automóvil compacto*. México, D.F.: Instituto Politécnico Nacional.
- SOLIDBI. (2017). *SOLIDBI*. Recuperado el 24 de abril del 2021 de SOLIDWORKS. Qué es y para qué sirve: <https://solid-bi.es/solidworks/>
- ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A. (2021). *Catálogo comercial AISI 4140*. Recuperado el 14 de mayo del 2021 de thyssenkrupp-steel: https://www.thyssenkrupp-steel.com/media/cl/media/aceros/aceros_de_f_cil_mecanizaci_n/aceros_aleados/sae_4140.pdf
- Tire Rack. (2020). *Hankook Kinergy ST*. Recuperado el 18 de mayo del 2021 de TireRack.com: <https://www.tirerack.com/tires/tires.jsp?tireMake=Kumho&tireModel=Ecsta+PS31&sidewall=Blackwall&partnum=04WR7PS31XLV2&tab=Sizes>
- Toapaxi Casanoba, J. (2019). *Estudio del Rendimiento Mecánico Mediante Interpretación de Curvas Características del MCI de un Vehículo Aveo 1.6 con el uso de un Biocombustible a base de Mucílago de Cacao*. Santo Domingo: UTE CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ.
- Toyota Motor Corporation. (2003). *Neumáticos y ruedas de disco*. Recuperado el 29 de abril del 2021 de Calameo: <https://es.calameo.com/read/003170493686e468f5730>

- WIN Autoparts. (2015). *Manual Técnico de juntas homocinéticas*. Recuperado el 3 de mayo del 2021 de WIN Autopartes:
http://winautopartes.com/catalogos/2017/Manual_puntas_25022017.pdf

8. Anexos