



# **UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO  
AUTOMOTRÍZ**

**TEMA: DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE  
DIRECCIÓN Y FRENOS BAJO NORMATIVA PARA UN VEHÍCULO  
TIPO BAJA SAE.**

**AUTOR: Cárdenas Gordillo Alexis Fernando  
Ortega Sandoval Edgar Geovany**

**DIRECTOR: Ing. Jorge Luis Melo Obando MSc.**

**Ibarra, 2023**

## **CERTIFICADO**

### **ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR**

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz nombrado por el Honorable Concejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

### **CERTIFICO:**

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN Y FRENOS BAJO NORMATIVA PARA UN VEHÍCULO TIPO BAJA SAE”** presentado por los señores Cárdenas Gordillo Alexis Fernando con número de cédula 1003023437 y el señor Ortega Sandoval Edgar Geovany con número de cédula 1003612908, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra a los 01 días del mes de marzo del 2023

Atentamente,



Ing. Jorge Luis Melo Obando Msc.

**DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO**



# UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

## BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

### AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

#### 1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1003023437		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Cárdenas Gordillo Alexis Fernando		
DIRECCIÓN:	Pedro Moncayo y Av. Jaime Rivadeneira – Ibarra -Imbabura		
EMAIL:	afcardenasg@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	06 2 641 755	TELÉFONO MÓVIL:	0999573755

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN Y FRENOS BAJO NORMATIVA PARA UN VEHÍCULO TIPO BAJA SAE.
AUTOR (ES):	Cárdenas Gordillo Alexis Fernando, Ortega Sandoval Edgar Geovany
FECHA: DD/MM/AAAA	8 de Julio del 2021
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
ASESOR /DIRECTOR:	Ing. Jorge Luis Melo Obando MSc.

#### 2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 29 días del mes de marzo de 2023

EL AUTOR:

(Firma):.....  
Nombre: Alexis Fernando Cárdenas Gordillo



# UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

## BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

### AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

#### 1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1003612908		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Ortega Sandoval Edgar Geovany		
DIRECCIÓN:	Pedro Moncayo y Segundo Luis Moreno – Cotacachi-Imbabura		
EMAIL:	egortegas@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	06 2 916 333	TELÉFONO MÓVIL:	0998967658

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN Y FRENOS BAJO NORMATIVA PARA UN VEHÍCULO TIPO BAJA SAE.
AUTOR (ES):	Cárdenas Gordillo Alexis Fernando, Ortega Sandoval Edgar Geovany
FECHA: DD/MM/AAAA	8 de Julio del 2021
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
ASESOR /DIRECTOR:	Ing. Jorge Luis Melo Obando MSc.

#### 2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 29 días del mes de marzo de 2023

EL AUTOR:

(Firma).....

Nombre: Ortega Sandoval Edgar Geovany

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo de grado va dedicado a mis padres Marcelo Cárdenas y Lorena Gordillo, quienes con su incansable esfuerzo y amor incondicional me han enseñado a afrontar cada uno de los obstáculos que se han ido presentando a lo largo de mi formación como profesional siendo así mi pilar principal durante mi etapa estudiantil. Lo cual hoy me permite culminar de forma exitosa una meta y un sueño más en la vida.

**Alexis Fernando Cárdenas Gordillo.**

El presente trabajo va dedicado a Dios, quien en el transcurso guío mis pasos bendiciéndome y dándome fuerzas para cumplir con mis objetivos sin desfallecer, a mis padres y hermanos quienes fueron un pilar fundamental con su apoyo incondicional a lo largo de este proceso de formación profesional.

**Edgar Geovany Ortega Sandoval**

## **AGRADECIMIENTO**

En primer lugar, quiero agradecer a Dios por brindarme la salud y la vida, a mis padres ya que sin ellos nada de esto sería posible, han sido mi mayor fuente de motivación e inspiración a lo largo de toda mi vida con sus palabras de aliento en los momentos más difíciles, y sobre todo siempre creyendo en mi aun en los momentos que ni yo lo hacía.

Agradecer también a la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte ya que sus aulas han sido donde se ha forjado este proceso de formación profesional lo cual me ha brindado los suficientes conocimientos base que me permitirán tener un buen desenvolvimiento laboral.

Quiero también agradecer a cada uno de mis amigos, gracias a los cuales esta etapa académica se convirtió en la mejor experiencia de vida con sus risas, consejos e incondicional apoyo durante esta etapa. Amistades sinceras que de una u otra manera han contribuido con un granito de arena en mi proceso de formación profesional.

Y finalmente agradecer al Ing. Jorge Melo MSc. Quien nos ha sabido guiar durante el desarrollo del presente trabajo de grado aportando con sus conocimientos y buena predisposición para la culminación del mismo.

**Alexis Fernando Cárdenas Gordillo.**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por ser mi guía y compañero durante esta etapa de mi vida, por haberme brindado sabiduría y paciencia para cumplir con mis metas propuestas.

Agradezco a mis padres quienes con su paciencia y apoyo hicieron todo lo posible por ayudarme a cumplir esta meta, que a pesar de mis errores nunca dejaron de creer en mí, a mis dos hermanos por motivarme a seguir adelante.

Quiero agradecer a quienes forman parte de la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte por compartirme su conocimiento a lo largo de este proceso de formación como profesional.

Finalmente agradezco a mi tutor de tesis Ing. Jorge Melo MSc. quien con su experiencia y conocimientos nos orientó en el desarrollo de la investigación.

**Edgar Geovany Ortega Sandoval**

## ÍNDICE DE CONTENIDO

	PÁGINA
<b>RESUMEN</b>	i
<b>ABSTRACT</b>	ii
<b>INTRODUCCIÓN</b>	iii
<b>CAPÍTULO I</b>	1
<b>1.1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA Y NORMATIVA</b>	1
1.1.1 Objetivos	1
1.1.1.1 Objetivo general	1
1.1.1.2 Objetivos específicos	1
1.1.2 Justificación	1
1.1.3 Alcance	2
1.1.4 Antecedentes	3
1.1.5 Planteamiento del problema	7
1.1.6 Situación actual	8
1.2 Sistema de frenos	9
1.2.1 Dinámica de la frenada	10
1.2.1.1 Fuerza de frenado	10
1.2.1.2 Resistencia a la rodadura	11
1.2.1.3 Resistencia a la aerodinámica	11
1.2.1.4 Resistencia de motor y transmisión	11
1.2.1.5 Distancia de frenado	12
1.2.2 Frenos de disco	12
1.2.2.1 Pedal de freno	12
1.2.2.2 Bomba de freno	13
1.2.2.3 Líquido de frenos	14
1.2.2.4 Cañerías	15
1.2.2.5 Mordazas	15
1.2.2.6 Pastillas de freno	17
1.2.2.7 Discos de freno	17
1.3 Sistema de dirección	19
1.3.1 Componentes del sistema de dirección	19
1.3.1.1 Volante y columna de la dirección	20
1.3.1.2 Caja de dirección	20
1.3.1.3 Varillaje	21
1.3.2 Geometría de la dirección	22
1.3.2.1 Ángulo de avance (caster)	22
1.3.2.2 Ángulo de salida (kingpin)	23
1.3.2.3 Ángulo de caída (camber)	23
1.3.2.4 Cotas conjugadas	24
1.3.2.5 Convergencia	24
1.3.2.6 Geometría de giro	25
1.3.3 Tipos del sistema de dirección	25

1.3.3.1 Mecanismo de dirección por cremallera	25
1.3.3.2 Mecanismo de sinfín cilíndrico con tuerca	26
<b>CAPÍTULO II</b>	27
<b>2.1 MATERIALES Y MÉTODOS</b>	27
2.1.1 Materiales	27
2.1.1.1 Soldadura mig-mag	27
2.1.1.2 Soldadura smaw	27
2.1.1.3 Torno	28
2.1.1.4 Amoladora	28
2.1.1.5 Aceros	29
2.1.1.6 Cañerías	30
2.1.1.7 Bomba de freno posterior kou jiang	30
2.1.1.8 Mordazas motorcycle pump	31
2.1.1.9 Cremallera suzuki forza 1	31
2.1.1.10 Software cad	32
2.1.1.11 Software cae	33
2.1.2 Marco metodológico	34
2.1.2.1 Sujeto de la investigación	35
2.1.2.2 Estructura del diseño del proyecto	35
2.1.3 Cálculos de los sistemas	36
2.1.4 Cálculos para el diseño del sistema de frenado de un prototipo tipo baja sae	37
2.1.4.1 Cálculo del centro de gravedad	38
2.1.4.2 Cálculo de transferencia de carga del eje posterior al eje delantero	39
2.1.4.3 Distribución exacta de la fuerza a cada eje	39
2.1.4.4 Transferencia de fuerzas sobre los ejes	40
2.1.4.5 Fuerza de frenado máximo	41
2.1.4.6 Par de frenado de oposición de frenado del vehículo	42
2.1.4.7 Balance óptimo de la frenada	43
2.1.4.8 Dimensionamiento del disco de freno	43
2.1.4.9 Relación del pedal o ventaja mecánica	44
2.1.4.10 Fuerzas en el pedal de freno	44
2.1.4.11 Fuerza de salida a cada una de las bombas	45
2.1.5 Cálculos y análisis de la geometría de la dirección de un prototipo tipo baja sae	46
2.1.5.1 Transferencia de la longitud de la masa	46
2.1.5.2 Carga total vertical del vehículo	47
2.1.5.3 Cálculos para la obtención de tensiones y fuerzas	47
2.1.5.4 Cálculo del radio de giro máximo	51
2.1.5.5 Relación de transmisión piñón y cremallera	54
2.1.5.6 Desmultiplicación	54
2.1.5.7 Geometría de las ruedas	55
2.1.5.8 Ackerman	58
<b>CAPÍTULO III</b>	61
<b>3.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS</b>	61
3.1.1 Diseño de los componentes para el sistema de dirección y frenos para un vehículo tipo baja sae	61
3.1.1.1 Disco de freno delantero	61

3.1.1.2 Disco de freno trasero	61
3.1.1.3 Mordazas de freno	62
3.1.1.4 Ensamble del sistema de frenos al chasis	63
3.1.1.5 Volante	63
3.1.1.6 Acople rápido	64
3.1.1.7 Columna de dirección	64
3.1.1.8 Caja de dirección	65
3.1.1.9 Cremallera de dirección	65
3.1.1.10 Axiales	66
3.1.1.11 Terminales	66
3.1.1.12 Ensamble del sistema de dirección al chasis	67
3.1.2 Simulación de los componentes del sistema de frenos y dirección	67
3.1.2.1 Disco de freno trasero baja sae	67
3.1.2.2 Disco de freno delantero	72
3.1.2.3 Resultados del análisis térmico del disco de freno	75
3.1.2.4 Análisis mecanismo piñón-cremallera	76
3.1.2.5 Análisis contacto piñón-cremallera	81
3.1.2.6 Análisis axiales	81
3.1.2.7 Análisis del contacto buje-terminal	86
3.1.2.8 Análisis columna dirección	86
3.1.2.9 Análisis columna de dirección	91
3.1.3 Ensamble de los elementos del sistema de frenos y dirección en el prototipo baja sae	92
3.1.3.1 Instalación de las mordazas y discos de freno	92
3.1.3.2 Instalación del pedal de freno	95
3.1.3.3 Instalación de las líneas y conexiones del sistema de frenos	96
3.1.3.4 Proceso de purga del sistema de frenado	98
3.1.3.5 Proceso de verificación del funcionamiento en el frenometro de la universidad técnica del norte	98
3.1.3.6 Resultados de pruebas realizadas en frenometro	100
3.1.3.7 Análisis comparativo de los resultados obtenidos en las pruebas realizadas y los valores calculados	101
3.1.3.8 Ensamble de los elementos del sistema de dirección en el prototipo baja sae	102
3.1.3.9 Proceso de verificación del ángulo de giro del sistema de dirección	105
<b>CAPÍTULO IV</b>	106
4.1 <b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	106
4.1.1 Conclusiones	106
4.1.2 Recomendaciones	108
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	109
<b>ANEXOS</b>	114

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>TABLA NÚM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PÁGINA</b>
2.1	Características acero astm a 500 °C	29
2.2	Especificaciones bomba de freno skr200	30
2.3	Especificaciones mordaza de freno	31
2.4	Fases de elaboración del proyecto de titulación	35
2.5	Estadística de la malla disco de freno posterior	69
2.6	Estadística de la malla disco de freno delantero	72
3.1	Análisis térmico del disco de frenos	75
2.7	Estadísticas de la malla piñón-cremallera	76
3.4	Análisis realizado al conjunto piñón- cremallera	81
2.8	Estadísticas de la malla buje-tuerca	83
3.5	Análisis del contacto buje- terminal	86
2.9	Mallado columna de dirección	88
3.6	Análisis columna de dirección	91
3.2	Resultados medición frenometro	101
3.3	Comparación valores teóricos y experimentales	101

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>FIGURA NÚM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PÁGINA</b>
1.1	Sistema de frenos de un vehículo en solidworks	9
1.2	Pedal de freno	13
1.3	Corte transversal bomba de freno	14
1.4	Mordaza tipo flotante	16
1.5	Mordaza tipo fija	16
1.6	Disco de freno solido	18
1.7	Disco de freno ventilado	18
1.8	Volante y columna de la dirección	20
1.9	Caja de dirección	21
1.10	Varillaje	21
1.11	Ángulo de avance (caster)	22
1.12	Ángulo de salida (kingpin)	23
1.13	Ángulo de caída (camber)	23
1.14	Cotas conjugadas	24
1.15	Convergencia	24
1.16	Geometría de giro	25
1.17	Mecanismo de dirección por cremallera	26
1.18	Mecanismo de sinfín cilíndrico con tuerca	26
2.1	Elementos que intervienen en el proceso mig-mag	27
2.2	Elementos que intervienen en el proceso de soldadura smaw	28
2.3	Especificaciones discos de corte	28
2.4	Especificaciones discos de desbaste	29
2.5	Bomba skr200 posterior	30
2.6	Mordazas	31
2.7	Cremallera de dirección	32
2.8	Página de inicio solidworks	33
2.9	Interfaz ansys	33
2.10	Desarrollo de la propuesta	34
2.11	Cálculos para la obtención de tensiones y fuerzas	48
2.12	Espacio del neumático que entra en contacto con el asfalto	48
2.13	Cálculo del radio de giro máximo	52
2.14	Diagrama del ángulo de viraje de la rueda externa	53
2.15	Diagrama del ángulo de viraje de la rueda interna	53
2.16	Ángulo de salida	56
2.17	Ángulo de caída	56
2.18	Ángulo de avance	57
2.19	Cotas conjugadas	58
2.20	Ackerman	59
2.21	Cuadrilátero de ackerman	60
3.1	Disco de freno delantero	61

<b>3.2</b>	<b>Disco de freno delantero</b>	<b>62</b>
<b>3.3</b>	<b>Mordaza de freno</b>	<b>62</b>
<b>3.4</b>	<b>Vista superior del ensamble del chasis con el sistema de frenos</b>	<b>63</b>
<b>3.5</b>	<b>Volante de dirección</b>	<b>63</b>
<b>3.6</b>	<b>Acople rápido para el volante de dirección</b>	<b>64</b>
<b>3.7</b>	<b>Columna de dirección</b>	<b>64</b>
<b>3.8</b>	<b>Caja de dirección</b>	<b>65</b>
<b>3.9</b>	<b>Cremallera de dirección</b>	<b>65</b>
<b>3.10</b>	<b>Axiales de dirección</b>	<b>66</b>
<b>3.11</b>	<b>Terminales de dirección</b>	<b>66</b>
<b>3.12</b>	<b>Ensamble del sistema de dirección en el chasis tipo baja sae</b>	<b>67</b>
<b>3.13</b>	<b>Mallado del disco de freno</b>	<b>68</b>
<b>3.14</b>	<b>Mallado del disco de freno posterior</b>	<b>68</b>
<b>3.15</b>	<b>Condiciones de contorno del disco de freno posterior</b>	<b>69</b>
<b>3.16</b>	<b>Coefficiente de convección térmico del acero a36</b>	<b>70</b>
<b>3.17</b>	<b>Distribución de temperatura en el disco de freno posterior</b>	<b>70</b>
<b>3.18</b>	<b>Flujo de calor total en el disco de freno</b>	<b>71</b>
<b>3.19</b>	<b>Flujo de calor direccional en el disco de freno</b>	<b>71</b>
<b>3.20</b>	<b>Mallado del disco de freno delantero</b>	<b>72</b>
<b>3.21</b>	<b>Condiciones de contorno del disco de freno delantero</b>	<b>73</b>
<b>3.22</b>	<b>Distribución de temperatura en el disco de freno delantero</b>	<b>73</b>
<b>3.23</b>	<b>Flujo de calor total en el disco de freno delantero</b>	<b>74</b>
<b>3.24</b>	<b>Flujo de calor direccional disco de freno delantero</b>	<b>75</b>
<b>3.25</b>	<b>Generación de contacto piñón-cremallera</b>	<b>76</b>
<b>3.26</b>	<b>Aplicación del momento piñón-cremallera</b>	<b>77</b>
<b>3.27</b>	<b>Condición de no desplazamiento piñón-cremallera</b>	<b>78</b>
<b>3.28</b>	<b>Resultado de la deformación piñón-cremallera</b>	<b>78</b>
<b>3.29</b>	<b>Esfuerzo principal piñón-cremallera</b>	<b>79</b>
<b>3.30</b>	<b>Factor de seguridad piñón-cremallera</b>	<b>79</b>
<b>3.31</b>	<b>Fatiga del material empleado</b>	<b>80</b>
<b>3.32</b>	<b>Factor de seguridad piñón-cremallera</b>	<b>80</b>
<b>3.33</b>	<b>Contacto terminal - buje</b>	<b>82</b>
<b>3.34</b>	<b>Contacto varilla – horquilla</b>	<b>82</b>
<b>3.35</b>	<b>Contacto buje - varilla</b>	<b>83</b>
<b>3.36</b>	<b>Generación de malla</b>	<b>83</b>
<b>3.37</b>	<b>Condición de apoyo fijo</b>	<b>84</b>
<b>3.38</b>	<b>Presión aplicada</b>	<b>84</b>
<b>3.39</b>	<b>Deformación del terminal</b>	<b>85</b>
<b>3.40</b>	<b>Análisis de von mises</b>	<b>85</b>
<b>3.41</b>	<b>Factor de seguridad</b>	<b>86</b>
<b>3.42</b>	<b>Contacto horquilla1 - cruceta</b>	<b>87</b>
<b>3.43</b>	<b>Contacto horquilla 2 – cruceta</b>	<b>87</b>
<b>3.44</b>	<b>Contacto entre horquillas</b>	<b>88</b>
<b>3.45</b>	<b>Mallado columna de dirección</b>	<b>88</b>
<b>3.46</b>	<b>Momento torsional en la columna de dirección</b>	<b>89</b>
<b>3.47</b>	<b>Condición de apoyo fijo</b>	<b>89</b>
<b>3.48</b>	<b>Deformación generada en la columna de dirección</b>	<b>90</b>
<b>3.49</b>	<b>Análisis de von mises</b>	<b>90</b>
<b>3.50</b>	<b>Análisis del factor de seguridad</b>	<b>91</b>

<b>3.51</b>	Manzanas y puntas previamente elaboradas	92
<b>3.52</b>	Porta mangueta	93
<b>3.53</b>	Disco de freno y manzana	93
<b>3.54</b>	Refrendado de las bases de los discos de freno mediante torno de precisión	94 94
<b>3.55</b>	Verificación del espacio existente entre el conjunto mordaza-disco y rueda	94 94
<b>3.56</b>	Conjunto mordaza – disco	95
<b>3.57</b>	Bomba de freno	96
<b>3.58</b>	Manguera de freno	96
<b>3.59</b>	Terminal orientable para manguera	97
<b>3.60</b>	Tornillo orientable tipo racor	97
<b>3.61</b>	Arandelas de aluminio	98
<b>3.62</b>	Medición eje delantero	99
<b>3.53</b>	Medición eje posterior	100
<b>3.54</b>	Cremallera de dirección	102
<b>3.55</b>	Corte de travesaños con amoladora	102
<b>3.56</b>	Bases de cremallera de dirección	103
<b>3.57</b>	Bases de la columna de dirección	103
<b>3.58</b>	Junta universal de dirección	104
<b>3.59</b>	Mangueta de la dirección	104
<b>3.60</b>	Despiece del conjunto sin fin y cremallera de la dirección	105
<b>3.61</b>	Comprobación del ángulo de giro máximo del sistema de dirección	105

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>ANEXO NÚM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PÁGINA</b>
1.	Medidas disco delantero	114
2.	Medidas disco posterior	114
3.	Medidas manzana delantera	115
4.	Medidas mangueta delantero	115
5.	Medidas axial dirección	116
6.	Medidas cremallera	116
7.	Medidas piñon	117
8.	Ensamble frenos y direccion	117
9.	Esatdo final de la construcción	118

## ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NÚM	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
1. 1	Relación del pedal	13
2. 1	Velocidad final	37
2. 2	Centro de gravedad	38
2. 3	Transferencia de cargas	39
2. 4	Cargas en el eje delantero	40
2. 5	Cargas en el eje trasero	40
2. 6	Carga total del vehículo	40
2. 7	Fuerza de frenado en el eje delantero	41
2. 8	Fuerza de frenado en el eje posterior	41
2. 9	Fuerza de frenado máximo	41
2. 10	Par de frenado de oposición del eje delantero	42
2. 11	Par de frenado de oposición del eje trasero	42
2. 12	Balance óptimo de la frenada	43
2. 13	Dimensionamiento del disco	43
2. 14	Relación del pedal de freno	44
2. 15	Sumatoria de fuerzas en el pedal	44
2. 16	Fuerza de salida en la bomba del circuito delantero	45
2. 17	Fuerza de salida en la bomba del circuito trasero	45
2. 18	Incremento de la carga	46
2. 19	Carga vertical	47
2. 20	Fuerza de fricción en la llanta	49
2. 21	Fuerza de fricción en la llanta derecha	49
2. 22	Esfuerzo del mecanismo	49
2. 23	Fuerza normal	49
2. 24	Fuerza de fricción	50
2. 25	Par sobre la columna de dirección	50
2. 26	Momento de inercia para un tubo hueco	51
2. 27	Ángulo de viraje	53
2. 28	Ángulo en función de la batalla y el ancho de vía	53
2. 29	Ángulo de viraje de la rueda externa	53
2. 30	Ángulo de viraje de la rueda interna	54
2. 31	Relación de transmisión piñón y cremallera	54
2. 32	Par resistente	55
2. 33	Convergencia en función de la cota	58
2. 34	Convergencia en función del diámetro de la llanta	58
2. 35	Condición de Ackerman rueda externa	58
2. 36	Condición de Ackerman rueda interna	59
2. 37	Condición de Ackerman	59
2. 38	Ángulo de Ackerman	59
2. 39	Ángulo de giro teórico	59
2. 40	Ángulo de orientación de los brazos de dirección	60

## RESUMEN

El presente trabajo de investigación estudia las características de los sistemas de frenos y dirección para un vehículo tipo baja SAE, dado a que la Universidad Técnica Del Norte cuenta con un chasis de este tipo surgió la necesidad de la implementación de dichos sistemas para la continuación del proyecto, el cual tiene como finalidad la construcción de un vehículo tipo baja SAE completamente funcional y apegado a los requerimientos de las normativas vigentes. Por lo tanto en primera instancia se realiza un análisis teórico el cual permite conocer a detalle cada una de las características y condiciones que deben cumplir cada uno de los elementos que conforman dichos sistemas, seguido de un análisis matemático que nos permite realizar un correcto dimensionamiento de los principales componentes a fabricar así como los valores de trabajo de cada uno de los sistemas a desarrollar en el presente proyecto, una vez conocida la función y los requerimientos de trabajo de cada una de las partes se procede a la modelación de estos componentes en un software CAD el cual permitió realizar los diseños con sus respectivos ensambles, para así desarrollar las simulaciones de las distintas condiciones de trabajo en los puntos críticos de cada uno de los sistemas, de esta forma se posibilita el conocer las condiciones teóricas bajo las que funcionarían cada uno de los componentes de los sistemas, facilitando así la selección de material que serán usados en la siguiente etapa del proyecto la cual consiste en la construcción e implementación de los sistemas al chasis previamente elaborado para finalmente la realización de los diferentes ensayos de comprobación de cada uno de los sistemas verificando así su correcto funcionamiento y la fiabilidad de los mismos, y gracias a esto corroborar que los valores teóricos se encuentran correctamente calculados en relación a los valores experimentales.

**Palabras clave:** frenos, dirección, baja SAE, diseño, construcción, implementación.

## ABSTRACT

The present research work studies the characteristics of the braking and steering systems for a Baja SAE type vehicle, given that the Universidad Técnica Del Norte has a chassis of this type, the need for the implementation of such systems is seen for the continuation of the project, which aims at the construction of a fully functional Baja SAE type vehicle and adhering to the requirements of current regulations. Therefore, in the first instance, a theoretical analysis is carried out which allows us to know in detail each of the characteristics and conditions that each of the elements that make up these systems must meet, followed by a mathematical analysis that allows us to make a correct dimensioning of the main components to be manufactured as well as the work values of each of the systems to be developed in this project, once the function and the work requirements of each of the parts are known, we proceed to the modeling of these components in a CAD software which allows us to make the designs with their respective assemblies, thus allowing us to develop the simulations of the different working conditions at the critical points of each of the systems, in this way it facilitates us to know the theoretical conditions under which each of the components of the systems, thus facilitating the selection of materials that will be used in the next stage of the project which consists of the construction and implementation of the systems to the chassis previously elaborated to finally carry out the different verification tests of each of the systems thus verifying their correct operation and the reliability thereof, and thanks to this corroborate that the theoretical values are correctly calculated in relation to the experimental values.

**Keywords:** brakes, steering, Baja SAE, design, construction, implementation.

## INTRODUCCIÓN

Mediante el desarrollo de esta investigación, se busca aplicar y reforzar los conocimientos necesarios en el diseño y construcción de los sistemas de dirección y frenos para un prototipo de vehículo Baja SAE, que sea capaz de cumplir con los lineamientos especificados en la normativa internacional vigente de esta competencia.

A su vez el desarrollo de esta investigación tiene como finalidad, motivar a los estudiantes de la carrera de Ingeniería Automotriz a medir sus habilidades y conocimientos dentro del mundo del diseño y construcción, haciendo uso de los distintos softwares que permiten simular el comportamiento de las diferentes piezas que conforman la estructura de un Baja SAE, ya que al hacer uso de este tipo de herramientas aplicadas al diseño y manufactura facilita la selección de materiales que se puede aplicar sin afectar la relación resistencia-peso, por lo tanto se obtiene una gran ventaja en la reducción de gastos innecesarios en cuanto a recursos durante el proceso de construcción.

Este prototipo debe superar las pruebas establecidas en el desarrollo de la competencia, con lo cual se verifica fiabilidad y calidad de los sistemas de dirección y frenos.

# CAPÍTULO I

## 1.1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA Y NORMATIVA

### 1.1.1 OBJETIVOS

#### 1.1.1.1 Objetivo General

Diseñar e implementar los sistemas de dirección y frenos bajo normativa para un vehículo tipo Baja SAE.

#### 1.1.1.2 Objetivos Específicos

- Analizar las características del sistema de dirección y sistema de frenos aplicado al bastidor de un vehículo tipo Baja SAE, enfocado a la normativa vigente.
- Diseño y análisis de esfuerzos y cargas en los sistemas de dirección y frenos del vehículo tipo Baja SAE.
- Implementar el sistema de dirección y frenos en el bastidor de un vehículo tipo Baja SAE, con los estándares de seguridad requeridos.
- Realizar pruebas de verificación de fiabilidad de los sistemas de dirección y frenos montados sobre un bastidor de un vehículo tipo Baja SAE.

### 1.1.2 JUSTIFICACIÓN

El desarrollo de este trabajo de investigación se enfoca a la continuación de un proyecto existente en la carrera de ingeniería automotriz denominado Baja SAE, el cual consiste en elaborar un prototipo de vehículo monoplaza bajo normativa internacional, para lo cual se realizará la adaptación de los sistemas de dirección y frenos, los cuales son de vital importancia para la seguridad activa del piloto, un buen diseño de los sistemas de dirección

y frenos es esencial para lograr un buen desempeño, ya que una avería o falla en cualquiera de estos sistemas significaría la pérdida total del control del vehículo.

“La competencia promueve el intercambio cultural y tecnológico entre estudiantes de diversos países y desarrolla la excelencia académica. En este sentido y para seguir promoviendo y generando el conocimiento con altos niveles de calidad por medio de la participación en este tipo de competencias, se necesita el apoyo financiero de empresas de prestigio Internacional” (Valenzuela, Corral, y Caberta 2015). “Al formar futuros profesionales integrales, exitosos y emprendedores, a través de la participación de un proyecto estudiantil que requiere el desarrollo de habilidades y destrezas en diversas áreas para lograr el diseño y la construcción de un vehículo todoterreno, eficiente, rentable e innovador” (SAE BAJA UDO 2020).

De acuerdo con el “Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021 Toda Una Vida, el cual se enfoca en generar un ambiente de desarrollo sostenible, con una redistribución equitativa de las riquezas que fortalezcan los sistemas de mediano y largo plazo para dinamizar la economía. Dentro los diferentes objetivos que contiene este plan, nuestra investigación se engloba en el objetivo número 5, el cual se enfoca en impulsar la productividad y competitividad para el crecimiento económico sostenible de manera redistributiva y solidaria generando la política, para lo cual nos basaremos en el literal 5.6 del mismo, el cual nos dice: Promover la investigación, la formación, la capacitación, el desarrollo y la transferencia tecnológica, la innovación y el emprendimiento, en articulación con las necesidades sociales, para impulsar el cambio de la matriz productiva” (SENPLADES 2017). En base a este aspecto el presente proyecto promueve el desarrollo de la investigación para los distintos procesos de manufactura y uso de materiales, los cuales son necesarios para crear los diferentes sistemas que conforman un baja SAE, el cual debe cumplir con las diferentes normas nacionales e internacionales generando a su vez, una integración de conocimientos con las distintas universidades que poco a poco se unen para formar parte de este proyecto.

### **1.1.3 ALCANCE**

Este proyecto tiene como finalidad hacer un dimensionamiento e implementación de los sistemas de dirección y frenos, los cuales serán adaptados a un bastidor de un vehículo

tipo BAJA SAE previamente construido por parte de los estudiantes de la carrera de ingeniería en mantenimiento automotriz perteneciente a la Universidad Técnica Del Norte en la ciudad de Ibarra, para lo cual se debe realizar un correcto análisis en cuanto a características de un sistema de dirección mecánica de cremallera, así como también de un sistema de frenos acorde a la normativa vigente , para determinar el software de diseño más adecuado como herramienta de modelado y simulación. El cual nos permite evaluar el comportamiento de los puntos de anclaje bajo las diferentes condiciones de trabajo a las que serán sometidos los sistemas de dirección y frenos, facilitando así una selección adecuada de las distintas piezas que se integran para el adecuado funcionamiento de los sistemas mencionados; cumpliendo los requerimientos establecidos en la normativa vigente para este tipo de competición.

Para verificar la fiabilidad de los sistemas se realizarán pruebas haciendo uso de los recursos disponibles en el taller de la carrera de ingeniería en mantenimiento automotriz, siendo estos: el frenómetro el cual nos permitirá realizar las diferentes pruebas de frenado, así como también el banco de alineación el cual nos permite verificar la geometría de la dirección. Los resultados reflejados por estas pruebas serán los determinantes para verificar el correcto funcionamiento de los respectivos sistemas.

#### **1.1.4 ANTECEDENTES**

El sistema de dirección permite dirigir el vehículo en la ruta deseada. Mientras se maniobra, el vehículo debe girar en respuesta al comando de entrada del conductor. La consideración principal en el diseño del sistema de dirección es producir un movimiento de rodadura puro de las ruedas mientras se maniobra en las curvas más cerradas. Se debe desarrollar un diseño seguro para garantizar una respuesta adecuada a las curvas de alta velocidad y al frenado intenso. El objetivo es producir un diseño óptimo para lograr una mayor relación resistencia/peso. Se utiliza un sistema piñón y cremallera puramente mecánico para el vehículo. El esfuerzo de dirección y el radio de giro deberían ser menores para maniobrar fácilmente el vehículo a lo largo de las curvas más cerradas de la pista. Hay tres tipos de geometría de dirección: Ackerman, Pro-Ackerman y dirección paralela. Para este propósito se utilizó Ackerman Geometry (Gitay et al. 2018).

Entre Ackerman y la geometría de dirección paralela para giros de alta velocidad, Ackerman realiza una dirección paralela que es contraria a lo que dice la literatura. Esto se debe a que estamos conduciendo en diferentes condiciones de lo que se hizo el análisis de la literatura. Por lo tanto, no podemos seguir lo que recomienda la literatura. Conocer estos resultados ayuda a determinar que geometría de dirección debe usar el equipo de Baja SAE. A partir de los cálculos y de la prueba realizada, se recomienda utilizar la geometría de dirección de Ackerman. La razón para elegir la geometría de dirección de Ackerman es porque es más importante hacer giros más cerrados a baja velocidad que no poder tomar un giro tan apretado, pero a una velocidad más alta. Además, la dirección de Ackerman funciona mejor en curvas de alta velocidad, porque el Angulo de deslizamiento entre Ackerman y la dirección paralela es similar en tamaño a las condiciones de manejo (Colgrove 2019).

La cadena cinemática que transfiere el movimiento hasta las ruedas del vehículo se puede clasificar en: volante y columna de dirección, caja de dirección y varillaje. La columna de la dirección donde se transforma el movimiento circular del volante en movimiento lineal. De la caja de dirección llega el movimiento a las barras de acoplamiento. Los extremos del eje delantero terminan en horquillas sobre las que se articula el pivote, el cual es el eje direccional de las ruedas. Del pivote sale la mangueta, también llamado porta masas, sobre la que giran las ruedas en cojinetes de bolas o rodillos. De cada porta masas sale el brazo de acoplamiento. Estos brazos están ubicados por la barra de acoplamiento que va articulada en los extremos de ambos brazos (Pérez Morales 2011).

En la investigación se propone realizar pruebas de tensiones que se produce en el muñón de la dirección y definir su número de factor de seguridad, las simulaciones se las realizó en el software Fusión, dando como resultado un desplazamiento máximo de 0.01281 mm, un esfuerzo cortante máximo de 3.707 MPa en el orificio del tope y el factor de seguridad es de 5.24. el material que se utilizó para este producto es el acero dulce AISI 1018 ya que posee propiedades y características tales como: dúctil, maleable y buena resistencia a la tracción, además que permite distribuir el estrés de forma uniforme a través del nudillo de la dirección, después de realizar la simulación, los resultados son: Desplazamiento de 0.01281, Distribución del estrés de 38.16 MPa, Esfuerzo cortante de 3.707 MPa, y Factor de seguridad en el nudillo de 5.24 (Saputro et al. 2018).

Se desarrollo una geometría paramétrica en software de diseño asistido por computadora (CAD). Para resolver el problema de optimización se utilizó el método de diseño (DoE) para determinar los principales parámetros. Los datos de masa y volumen son proporcionados por el software CAD-FEM y se utilizan en el algoritmo de optimización. El diseño original se actualiza con el modelo CAD y posteriormente se realiza una nueva simulación FEM. este proceso se repite hasta que se alcanza una solución óptima o finaliza el número máximo de interacciones (Rauber y Idehara 2019).

La simulación es parte importante de la validación del sistema de dirección diseñado, ya que proporciona una visión completa de como el diseño está destinado a funcionar en la pista. En el presente artículo la simulación fue llevada a cabo en el software MSC Adams Car. Se verifico el sistema de dirección y suspensión combinado en el software de simulación para determinar la posibilidad y el alcance de la dirección. En el gráfico de *bump-steer* generado se puede inferir que el efecto con desplazamiento de la rueda varia mínimamente, por tanto, la condición de topetón se reduce a su mínima posibilidad (Pawar y Zambare 2018).

El propósito se caracteriza por el radio de giro mínimo que se puede lograr al girar a altas velocidades. Alta velocidad se define como la velocidad a la que las ruedas comienzan a patinar en una curva. El radio de giro se puede reducir mediante la adición de una barra estabilizadora trasera a la suspensión. Antes de tomar más decisiones de diseño, era necesario determinar que ecuación sería necesaria evaluar para la barra estabilizadora. La rigidez es la característica de una barra estabilizadora, y a partir de la ecuación de la rigidez fue posible determinar que otras variables tendrían que calcularse u obtenerse mediante pruebas. El objetivo principal de las pruebas fue establecer una relación entre los cambios en la rigidez del balanceo y reducir el radio de giro, ya que esta correlación varía mucho entre varios vehículos. El producto final redujo el radio de giro 15.6% mientras se cumplen los objetivos de costos y se agregue un peso mínimo al vehículo Baja (Bulgrin, Gnabah, y Toth 2019).

Dentro de los sistemas que intervienen en el funcionamiento de un vehículo BAJA SAE, el sistema de frenos es uno de los que mayor importancia tienen en el mismo, ya que este tiene como función principal realizar la desaceleración del vehículo, hasta detenerlo por

completo para lo cual se ha visto la necesidad de desarrollar un sistema lo más sencillo y eficaz posible que pueda cumplir con este propósito. “El no cumplimiento de estas condiciones provocará el aumento de tanto la distancia como del tiempo de frenado, además puede inducir otros efectos no deseados como el desgaste prematuro de componentes del vehículo” (Miguel 2014).

En este tipo de sistemas encontramos el modelo básico en que se basan los fabricantes el cual consta de las siguientes partes: pedal de accionamiento, bomba principal, cañerías y discos o tambores. Dentro los requerimientos de fabricación de estos discos o tambores, los materiales a usar deben cumplir con ciertos requerimientos mínimos de fricción en cualquier tipo de circunstancia, sean estas: temperaturas, salinidad del medio ambiente o humedad.

Una de las principales fallas que estos presentan son debidas a la corrosión, así lo afirma un estudio de la revista *Tecnura* el cual menciona: “la fricción genera fallas de corrosión y desgaste en los frenos, además del efecto en las propiedades mecánicas del material por las altas temperaturas que se producen” (García León, Acosta Pérez, y Flórez Solano 2015). Razón por la cual debemos realizar un minucioso análisis de los materiales que vamos a usar en la posterior construcción de este sistema, evitando así posibles complicaciones de funcionamiento.

Según la normativa de la SAE, para la competición de un prototipo modalidad BAJA, se requiere que conste de dos cilindros hidráulicos independientes ya que, Los frenos deben ser capaces de bloquear las cuatro ruedas en condiciones estáticas y dinámicas, en las superficies pavimentadas y sin pavimentar. SAE requiere que el sistema contenga dos sistemas hidráulicos independientes (Valenzuela et al. 2015).

En base a estos requerimientos de las normativas de competición, podemos deducir que uno de los sistemas más idóneos a desarrollar en este tipo de proyectos es un sistema dual el cual consiste de dos líneas de flujo independientes, las cuales actúan una en cada eje del vehículo, pero accionadas por un mismo pedal, ya que si llegara a producirse un fallo en una de las líneas podamos tener una línea que permita realizar una frenada de emergencia; para lo cual dentro de la normativa DIN 7400 nos menciona que: “la repartición se realiza debido a la distribución de cargas elevadas en los ejes. El sistema de circuitos separados el

eje delantero y trasero se utiliza en los vehículos que tienen su peso más cargado en el eje trasero, debido a que este tipo de configuración es más seguro al momento de poner a prueba el sistema de frenos” (Yandun Ayala 2018).

Debido a esto es que se produce una distribución teórica en la fuerza de frenado de la siguiente manera 70% en el eje delantero, y del 30% en el eje trasero lo cual ayuda a proporcionar una frenada uniforme y controlada, también cabe recalcar que al someter el sistema a un accionamiento continuo se produce también un gran incremento en la temperatura de funcionamiento la cual según los fabricantes y diversos estudios indican que llega hasta los 900 °C , por lo que, el 90 % del calor es distribuido y absorbido por el freno de disco y el restante 10 % por la pastilla (García-León et al. 2019).

Las simulaciones numéricas de la fricción y el desgaste en el comportamiento de los frenos de disco se han estudiado con diferentes enfoques (García-León 2017). Razón por la cual es necesaria la utilización de distintos softwares de simulación, los cuales nos permitan realizar los análisis de esfuerzo en los distintos componentes necesarios para el diseño de un adecuado sistema de frenos para un baja SAE, ya que en este tipo de herramientas podemos mejorar el diseño y a su vez ahorrar costos innecesarios durante el proceso de fabricación.

### **1.1.5 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

La carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte tiene en marcha un proyecto denominado Baja SAE; el cual se conforma de la unión de varias investigaciones. Para lo cual, en cuanto al desarrollo de los sistemas de dirección y frenos aplicados a un vehículo monoplaza Baja SAE; para conocer y comprender de mejor manera el comportamiento de los sistemas antes mencionados ya que en proyectos previamente desarrollados han presentado cierta problemática en cuanto a fiabilidad, razón por la cual uno de los principales inconvenientes identificados, es el proceso de manufactura, mismo que en el país tiene grandes limitantes a causa de los aranceles establecidos y restricciones de importación de materias primas, lo cual incrementa los costos de producción, en tal virtud es necesario realizar un análisis de los materiales disponibles en el

mercado nacional, que pueden ser sustitutos de los materiales no existentes en el país lo cual aplicado al proceso de manufactura presenta complicaciones en el maquinado.

Al no contar con la maquinaria adecuada para la elaboración de las distintas piezas que conforman los sistemas tanto de dirección como frenado del vehículo Baja SAE, surge el inconveniente en el modelado de las piezas más complejas como podríamos mencionar las mordazas y cremallera.

### **1.1.6 SITUACIÓN ACTUAL**

Actualmente se han realizado estudios sobre la dirección de un Formula SAE que viene siendo una de las diferentes categorías que existen, en cuanto a la dirección de un Baja SAE son pocos los estudios que se han desarrollado, como bien sabemos la dirección es uno de los órganos importantes para el control de un vehículo y por ello se debe realizar un diseño capaz de responder a las exigencias que se le dará a este tipo de vehículos. Un factor muy importante para considerar es el ángulo de giro adecuado para evitar que las ruedas tiendan a arrastrarse en curvas muy exigentes. Por otra parte, se debe considerar la relación resistencia/peso al momento de proceder a la selección de materiales.

Un vehículo monoplaza de cualquier rama de competición deportiva dentro del mundo motor, como en este caso es la baja SAE deben regirse a un reglamento técnico y cumplir con los requerimientos de este, para lo cual cada equipo de diseño de cada uno de los sistemas tiene como misión, obtener la aprobación de estos requerimientos tanto en el diseño como en la construcción.

Dentro de la normativa vigente FSAE 2017-2018 para lo que es el sistema de frenado del vehículo baja SAE, podemos encontrar ciertos requerimientos más destacados como son:

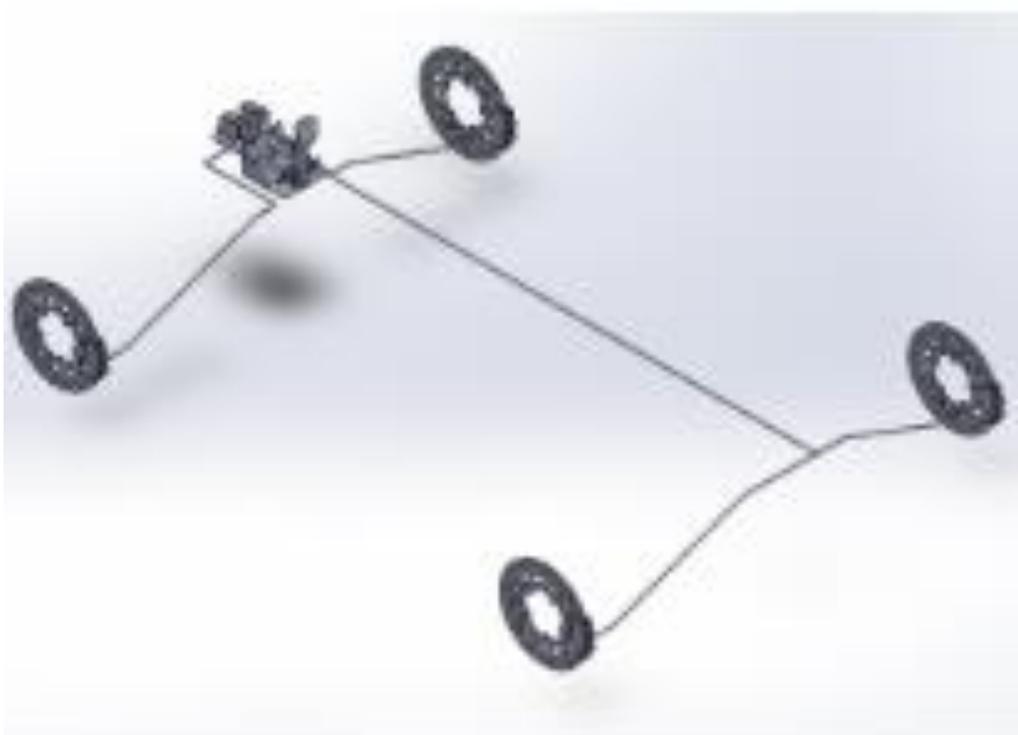
- Puntos de frenado en las 4 ruedas accionadas por un único control.
- Dos circuitos hidráulicos independientes con depósitos de líquido separados o uno solo con separación interna.

- Los sistemas electrónicos de frenado están prohibidos. El sistema debe estar protegido contra fallos de transmisión o colisiones menores.
- El pedal debe soportar una fuerza de accionamiento de 2000N.

A su vez este tipo de vehículo debe aprobar las diferentes pruebas estáticas (análisis de costes, prueba de diseño) y dinámicas (aceleración, frenado, resistencia y eficiencia), las cuales son parte de la competición (Souaidi, 1998).

## 1.2 SISTEMA DE FRENOS

El sistema de frenos como elemento de seguridad, es considerado uno de los pilares fundamentales dentro la constitución de un vehículo de automoción, debido a que su función principal es provocar la deceleración progresiva del mismo e incluso llegar a causar la detención total de la marcha de este de ser caso.



**Figura 1.1** Sistema de frenos de un vehículo en SolidWorks  
(Correa Arciniegas 2021)

En cuanto al funcionamiento de este sistema se basa principalmente en la transformación de energías, las cuales dan como resultado la detención parcial o total del vehículo, los tipos de energías principales que intervienen en este proceso tenemos: la energía cinética la cual proviene directamente del movimiento que posee el cuerpo, y energía calorífica la cual es el resultado del proceso de deceleración o detención mediante fricción de las masas en movimiento.

Para que este proceso sea eficiente y efectivo, debe existir tres condiciones primordiales las cuales son:

- Poseer un elevado coeficiente de rozamiento entre los neumáticos y la superficie del suelo.
- Estado óptimo de los componentes que conforman el sistema de freno.
- El bloqueo de las ruedas debe ser nulo para mantener el control del vehículo durante la frenada.

Además, debemos tener en cuenta que, durante el desarrollo de este proceso, la distribución de las cargas en los ejes de transmisión no es equitativa, ya que al aplicar la deceleración este produce un desplazamiento del centro de gravedad causado por la inercia de los cuerpos dando como consecuencia un desequilibrio en la distribución de la carga durante la frenada.

## **1.2.1 DINÁMICA DE LA FRENADA**

### **1.2.1.1 Fuerza de frenado**

La fuerza de frenado se rige como reacción al par que se opone al movimiento, es decir, el contacto que existe cuando gira el neumático sobre la calzada, cabe destacar que el bloqueo de rueda se da por la superación del límite de adherencia entre neumático y calzada (Yandun Ayala 2018).

Esta fuerza contraria al movimiento se la aplica directamente al disco de freno mediante las pastillas en este caso, gracias al incremento de presión dentro del sistema de frenos al accionar el pedal.

### **1.2.1.2 Resistencia a la rodadura**

“Es la resistencia producida por el movimiento del vehículo, es opuesto a la fuerza de empuje y el valor que tiene depende de varios factores como la masa del vehículo, perfil y presión de los neumáticos, velocidad, condición climática, tipo de calzada y su estado” (Tamayo 2016).

Este valor lo podemos encontrar en tablas ya establecidas, debido a que cada material consta con un coeficiente de fricción predeterminado en función de las condiciones ambientales.

### **1.2.1.3 Resistencia a la aerodinámica**

“La fuerza de resistencia del aire depende de la forma constructiva del vehículo y su tamaño, de la velocidad a la que conduce, a la condición climática como la densidad del aire, y la dirección y fuerza que tenga el viento” (Tamayo 2016).

“La resistencia aerodinámica ( $F_{xa}$ ) solo toma valores relevantes para altas velocidades, en el resto de los casos se puede despreciar frente a las fuerzas de frenado y el error cometido nos mantendrá del lado de la seguridad” (Albornoz 2014). Por lo tanto, este factor para para vehículos BAJA SAE se los podría considerar despreciables debido a que las velocidades alcanzadas no representan mayor problemática con aerodinámica, dado que dicho factor se aplica en vehículos de altas cilindradas donde la potencia entregada figura un papel altamente riesgoso para los ocupantes.

### **1.2.1.4 Resistencia de motor y transmisión**

“La resistencia que ofrece la transmisión puede ser despreciada al momento de realizar cálculos normales de frenado. La resistencia que opone el motor constituye, en muchos casos, un factor importante en el proceso de frenado. La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor cuando está conectado a las ruedas a través de la transmisión,

es significativa cuando este gira a gran número de revoluciones pero disminuye su importancia al hacerlo la velocidad, hasta hacerse pequeña en el último intervalo de un proceso de frenado” (Albornoz 2014).

#### **1.2.1.5 Distancia de frenado**

“La distancia de frenado hace referencia a la distancia recorrida por el vehículo desde que se acciona el sistema de frenos hasta que este se detiene por completo. Esta distancia depende de muchos factores como la presión ejercida sobre el pedal, la adherencia al suelo en ese instante, la velocidad de circulación, todos ellos son factores variables” (Coello Triay 2018).

### **1.2.2 FRENOS DE DISCO**

Los frenos de disco son mayormente usados en vehículos livianos, siendo parte de los elementos de seguridad activa del automotor y se componen principalmente de: un disco el cual gira solidariamente a la rueda del vehículo y de una mordaza la cual aplica la presión para producir la reducción de la velocidad de giro además de estar sometido a altas temperaturas generadas en el momento de la frenada, debe ser capaz de disipar el calor con gran facilidad, con la finalidad de no provocar un desgaste prematuro en los elementos que forman parte del sistema. También, cuando un disco es incapaz de disipar el calor de manera eficiente, su efectividad en la frenada disminuye considerablemente.

#### **1.2.2.1 Pedal de freno**

El pedal de freno es el elemento que permite accionar el sistema mediante la presión que el conductor aplica sobre el mismo, debido a que el pedal funciona bajo el principio de palanca, esto permite alcanzar una mayor fuerza de aplicación con un menor esfuerzo físico, a esta característica se la denomina “ratio del pedal”.



**Figura 1.2** Pedal de freno  
(Chavarria 2018)

La relación del pedal es el resultado de la relación existente entre la cota de la longitud del pedal y la cota de la longitud de la varilla de accionamiento de la bomba hidráulica de freno; la magnitud obtenida es el factor de multiplicación de fuerza con el que cuenta el sistema de freno, el cual lo podemos representar de la siguiente manera.

$$relacion\ de\ pedal = \frac{(distancia\ entre\ eje\ de\ giro\ hacia\ almohadilla\ accionamineto)}{(distancia\ entre\ eje\ de\ giro\ hacia\ varilla\ de\ accionamineto\ de\ la\ bomba)} \quad [1. 1]$$

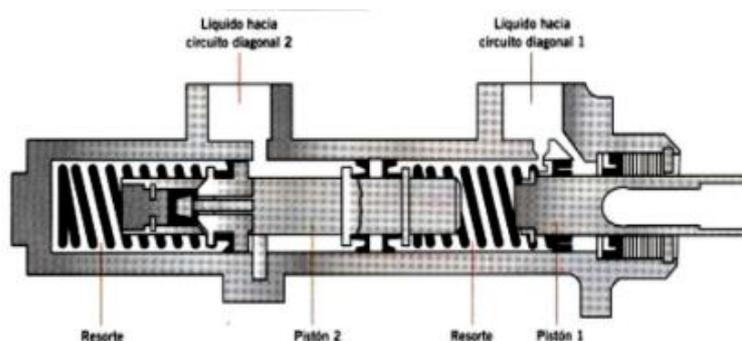
### 1.2.2.2 Bomba de freno

Su principal función convertir de la fuerza mecánica que recibe del accionamiento del pedal por parte del conductor, a presión hidráulica la cual es repartida por un circuito de cañerías hacia cada una de las ruedas del vehículo, y así provocar la deceleración del mismo.

El funcionamiento de dicha bomba es bastante simple y principalmente está compuesta por un embolo, mismo que al ser accionado se desplaza por un cilindro el cual dispone de diminutos orificios los cuales sirven para distribuir la presión hacia las diferentes ruedas del vehículo, además en su interior se conforma de muelles los cuales contribuyen al retroceso del embolo liberando así la presión ejercida cuando este se encuentra en reposo; dependiendo de su configuración interna podemos encontrar bombas de dos tipos: bombas de simple efecto es decir de un solo pistón y bombas tipo tándem las cuales se conforman de dos pistones.

En el caso de este tipo de prototipos como lo es un baja SAE, la norma que reglamenta el diseño nos limita a la utilización de bombas de freno tipo simple las cuales mediante el uso de repartidores de presión nos permite controlar el frenado de las ruedas de cada eje, razón por la cual se tiene la necesidad de contar con dos circuitos hidráulicos independientes uno del otro, cada circuito hidráulico se destina al control de un solo eje tanto delantero como eje posterior.

Las partes de las que se conforma la bomba de freno de tipo simple son las siguientes:



**Figura 1.3** Corte transversal bomba de freno  
(Chavarria 2018)

- Deposito o reservorio para líquido de frenos.
- Cilindro maquinado en el cuerpo de la bomba de freno.
- Embolo el cual se desliza en el interior del cilindro.
- Copela montada en el embolo para garantizar la estanqueidad requerida en el circuito evitando fugas de presión.
- Cámara de compresión del líquido de frenos.
- Ductos de compensación para comunicar la cámara con el reservorio.
- Conductos repartidores de presión hidráulica.
- Muelle tarado para el retroceso del embolo a su posición original de reposo.

### 1.2.2.3 Líquido de frenos

Es el fluido de trabajo gracias al cual es posible el accionamiento de los frenos hidráulicos, a su vez “es el encargado de transmitir la fuerza mecánica que el conductor ejerce, a través de los conductos hasta conseguir accionar la pinza de frenado, y por

consiguiente disminuir la velocidad detener por completo el automóvil” (Marín Garrido 2018).

Como sus principales características podemos destacar su alto punto de ebullición lo cual le permite tener una excelente resistencia térmica, además destaca su característica de incompresibilidad para poder resistir y transmitir las presiones a las que es sometido.

#### 1.2.2.4 Cañerías

Para este sistema comúnmente se hace uso de dos tipos de cañerías las cuales pueden ser:

**Rígidas.** - este tipo de cañerías se encuentran sometidas a elevadas presiones por lo cual se construyen principalmente de acero, recubiertas con una fina capa de cobre estañado lo cual previene la oxidación de las mismas.

**Flexibles.** - este tipo de cañerías son elaboradas con materiales sintéticos que reciben tratamientos especiales para evitar la deformación por presión, a su vez en cada extremo poseen racores de acero para facilitar su unión, este tipo de cañerías permiten la absorción de los movimientos generados en la suspensión por las deformaciones de la carretera.

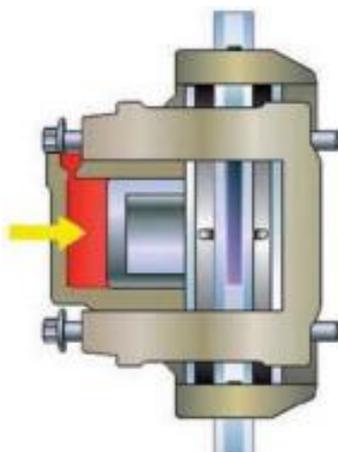
#### 1.2.2.5 Mordazas

También conocidas como pinzas o *calipers*, vienen a ser los últimos elementos en la línea de accionamiento del sistema de frenado, estas cumplen dos funciones principales: sujetar las pastillas de freno y realizar el empuje de estas hacia las caras del disco durante la presurización del circuito.

A continuación, basándonos en tu tipo de construcción tenemos como clasificación los siguientes tipos:

Mordazas de tipo flotante se conforman únicamente con un pistón para ejercer la presión de empuje en la pastilla sobre una de las caras del disco, la segunda pastilla permanece fija y por el efecto de mordaza que este tipo de pinza genera es atraída hacia la

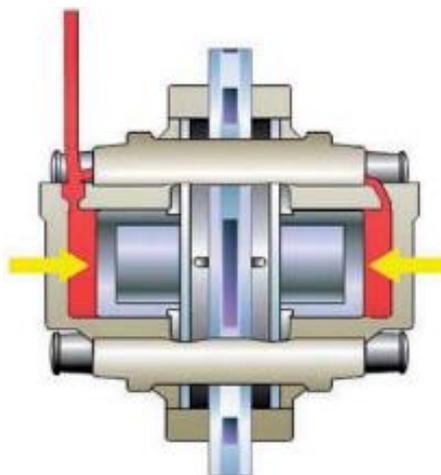
otra cara del disco al mismo tiempo, dando como resultado la aplicación uniforme de presión en las dos caras del disco para así provocar la desaceleración mientras dure el accionamiento del pedal de freno.



**Figura 1.4** Mordaza tipo flotante

**Fuente:**(Morocho Campoverde y Reza Rivadeneira 2022)

Mordazas fijas se encuentran acopladas al vehículo por medio de pernos de forma paralela al plano del disco, a su vez se conforman de émbolos contrapuestos entre si independientes para cada pastilla de freno, los cuales aplican simultáneamente la presión en las dos caras del disco para generar la fricción mediante la cual se desacelera la marcha.” En este caso, cuando se deja de aplicar fuerza en el pedal, los pistones se relajan y llevan las pastillas a su posición inicial” (Morales Pérez 2011).



**Figura 1.5** Mordaza tipo fija

**Fuente:**(Morocho Campoverde y Reza Rivadeneira 2022)

### 1.2.2.6 Pastillas de freno

Las pastillas de freno vienen siendo el elemento de desgaste del sistema, ya que sobre estas recae el punto de fricción que permite la desaceleración para el frenado. Una de sus principales funciones es la de convertir la energía cinética en energía calorífica para lo cual esta debe contar con propiedades especiales y específicas para soportar los cambios de energía, entre las cualidades más importantes que estas deben tener podemos mencionar la resistencia al desgaste sin perder su coeficiente de rozamiento para una frenada eficaz, alta resistencia térmica sin sufrir cambios en su estructura, buena capacidad de absorción de vibraciones generadas por el ruido, entre otras.

En cuanto a los componentes que conforman la pastilla de freno podemos mencionar los principales que son:

- **Soporte** encargado de mantener unido el elemento de desgaste a la pinza de freno
- **Laminas anti-ruídos** son aquellas que se encargan de absorber las vibraciones generadas en la frenada contribuyendo al confort de los ocupantes.
- **Indicadores de desgaste** estos indicadores dan aviso a los usuarios de que la pastilla esta próxima a cumplir su ciclo de vida útil, estos se ubican a un costado del elemento de desgaste y trabajaba cuando la pastilla tiene un espesor menor a 2mm.

### 1.2.2.7 Discos de freno

El disco de freno también conocido como rotor, dentro del sistema de frenos es el elemento solidario al movimiento del eje ya que este se acopla de forma fija al mismo. Estos rotores deben cumplir con ciertos criterios de diseño para garantizar la eficacia del frenado al estar sometidos a altas temperaturas producidas por la fricción, dentro de estas características tenemos como a las más relevantes la resistencia al desgaste, alto coeficiente de fricción, alta resistencia a la corrosión y alta conductividad térmica para permitir la disipación del calor evitando así la generación de estrés térmico en el disco.

Los discos de freno se pueden clasificar en base a distintos criterios como pueden se presenta a continuación:

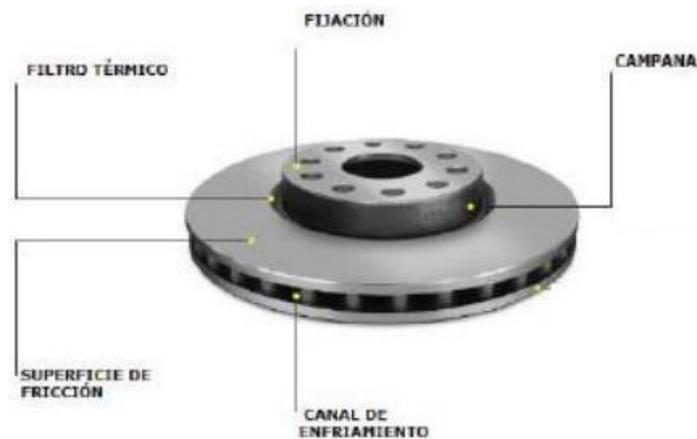
### Por su geometría

- **Disco sólido.** - son discos elaborados de una sola masa, no poseen ventilación por lo que sufren inconvenientes para la disipación del calor generado durante la frenada.



**Figura 1.6** Disco de freno solido  
(Gutiérrez 2019)

- **Disco ventilado.** - son discos los cuales se forman gracias a la unión de dos masas contrapuestas alineadas en un mismo plano con canales en su interior, los cuales permiten una mejor evacuación del calor.



**Figura 1.7** Disco de freno ventilado  
(Gutiérrez 2019)

### 1.3 SISTEMA DE DIRECCIÓN

El sistema de dirección es el conjunto de mecanismos de un vehículo que tiene por misión, orientar las ruedas directrices, según el trazado de la vía por la que se desplaza el vehículo, además permite realizar diversas maniobras que su conducción exige en su momento. Dicho en otras palabras, es el sistema encargado de controlar un vehículo, a lo largo de una trayectoria (Burgos De la Vega 2014). Para seleccionar el sistema de dirección adecuado, Fajardo Merchán (Fajardo Merchán 2021) enlista las siguientes características principales para un sistema de dirección:

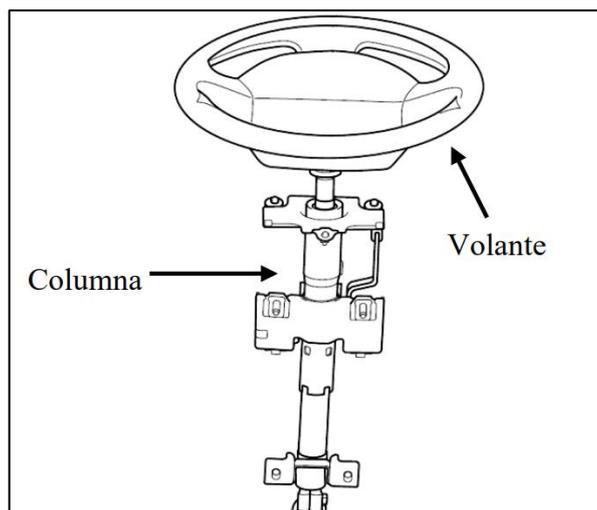
- **Suavidad:** El conductor debe realizar el mínimo esfuerzo sobre el volante para obtener la dirección deseada.
- **Seguridad:** La dirección debe tener un mecanismo fiable.
- **Precisión:** Eficiencia al ejecutar una maniobra con el vehículo.
- **Irreversibilidad:** Control absoluto en control de giro del vehículo.
- **Cuadrilátero de dirección:** Consiste en disponer de una dirección apropiada para dotar de maniobrabilidad el vehículo.
- **Estabilidad:** Proporcionar seguridad al conductor, equilibrio al vehículo y una mejora en su rendimiento.
- **Mecanismo de Ackerman:** Consiste en lo siguiente, en una curva la rueda interior debe tener un ángulo de giro mayor al de la rueda exterior, logrando así una geometría óptima para el sistema de dirección.

#### 1.3.1 COMPONENTES DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Para transmitir el movimiento hacia las ruedas por medio del giro del volante es indispensable varios elementos los cuales varían en función del diseño del vehículo, por consiguiente la cadena cinemática encargada de transmitir el movimiento hasta las ruedas directrices de un vehículo se puede dividir en tres grupos: volante y columna de la dirección, caja de la dirección y varillaje (AGUIRRE PONLUISA 2020).

### 1.3.1.1 Volante y columna de la dirección

El volante de la dirección es el elemento que está en contacto directo con el conductor y a su vez permite orientar las ruedas. Su diseño puede variar dependiendo el fabricante, tiene como misión oponer el esfuerzo que el conductor ejerce sobre las ruedas. El volante presenta una parte central ancha y unos radios también anchos para que la carga sea distribuida por todo el pecho del conductor en caso de colisión. La columna de dirección es el cuerpo cilíndrico que en su interior gira el eje de la dirección, el cual está conectado de un extremo al volante y del otro a la caja de dirección. La columna de dirección influye en gran escala a la seguridad pasiva de un vehículo. En la actualidad todos los vehículos están equipados con una columna de dirección retráctil, conformada por dos o tres secciones con el objetivo de colapsarse y evitar daños al conductor en caso de colisión. Estas secciones están unidas mediante unas juntas cardan diseñadas para cumplir tal objetivo. Reconoce el ángulo de inclinación del volante y en algunos caso la profundidad, para facilitar la conducción (AGUIRRE PONLUISA 2020).

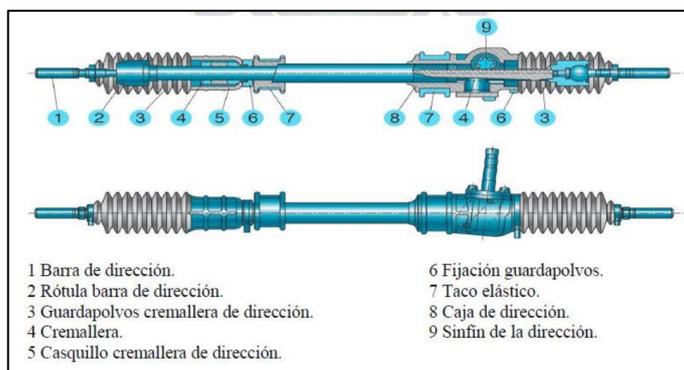


**Figura 1.8** Volante y columna de la dirección  
(Herrera Vivanco y Criollo Cabrera 2013)

### 1.3.1.2 Caja de dirección

Más conocido como un sistema de piñón y cremallera, que tiene como fin transformar el movimiento circular que se genera en el volante y pasa a través de la columna de dirección hacia el piñón, en un movimiento lineal a través de una barra dotada de dientes

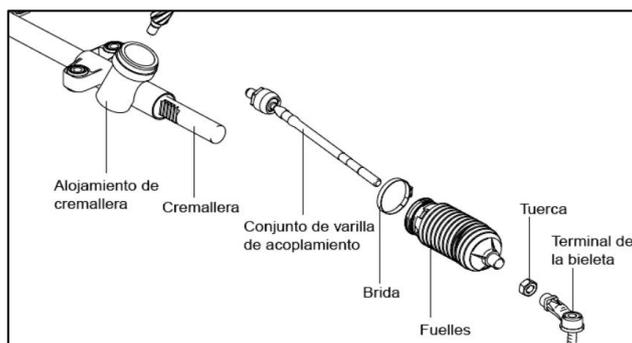
denominada cremallera, el par introducido por la columna de dirección es reducido acorde con la relación de transmisión que posea el sistema y a su vez el esfuerzo aplicado por el conductor es mucho menor evitando la fatiga al conductor y una mejora en la maniobrabilidad del sistema de dirección teniendo una respuesta inmediata debido a que la desmultiplicación es menor (Llavisaca Aucapiña 2018).



**Figura 1.9** Caja de dirección  
(Quispe Mamani 2015)

### 1.3.1.3 Varillaje

En los casos más simples, como es el de la caja de cremallera, el varillaje o tirantearía se reduce a dos barras articuladas en los extremos. En otros casos más complejos es necesario emplear sistemas más complejos para poder transmitir de manera eficiente los movimientos de la dirección. En teoría, el varillaje se ha de proyectar de modo que los movimientos de las ruedas, permitidos por la suspensión (cabeceo, rebotes y balanceo), no generen variaciones en el ángulo de las ruedas al momento del viraje (GESTIONMAX 2017).



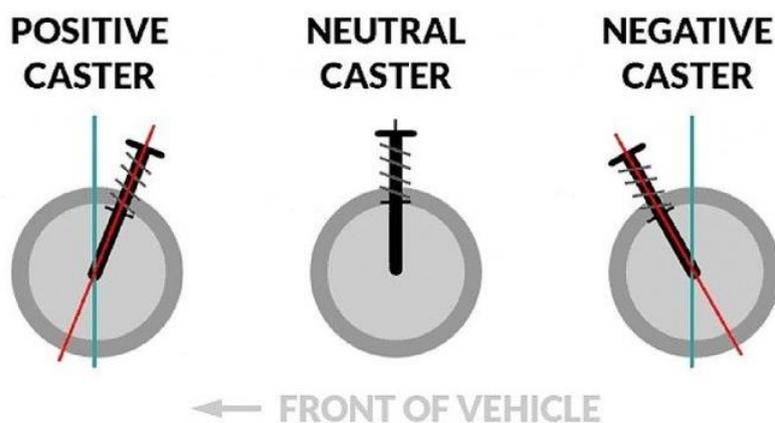
**Figura 1.10** Varillaje  
(Herrera Vivanco y Criollo Cabrera 2013)

### 1.3.2 GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN

Se define como el conjunto de parámetros o cotas de dirección las cuales son condicionantes para el funcionamiento adecuado de la dirección, de tal manera se logra que las ruedas obedezcan al volante de dirección y su trayectoria no sea alterada en curvas ni línea recta debido a las imperfecciones de la calzada o a su vez por una aplicación del freno ya sea de forma progresiva o brusca. Además, luego de salir de una curva, al soltar el volante la dirección deberá retornar a su posición inicial y mantenerse en la misma (Condori Cute 2015).

#### 1.3.2.1 Ángulo de Avance (caster)

El ángulo de avance se refiere a la inclinación del pivote con respecto a la vertical. Si la inclinación se da hacia la parte delantera, es decir, si la parte superior del pivote está adelantada respecto al centro de la rueda, su ángulo de avance es negativo, en caso de ser opuesto, si su inclinación se da hacia atrás, es decir, si la parte superior del pivote queda retrasada con respecto al centro de la rueda, su ángulo de avance es positivo. Un óptimo funcionamiento del sistema de dirección dependerá de un correcto ángulo de avance. Cualquier conductor habrá observado como al concluir un giro, el volante retornará por sí mismo a su posición original, proporcionando una conducción más segura y cómoda (Valera Argüelles 2020).



**Figura 1.11** Ángulo de Avance (caster)  
(Plaza 2020).

### 1.3.2.2 Ángulo de Salida (*kingpin*)

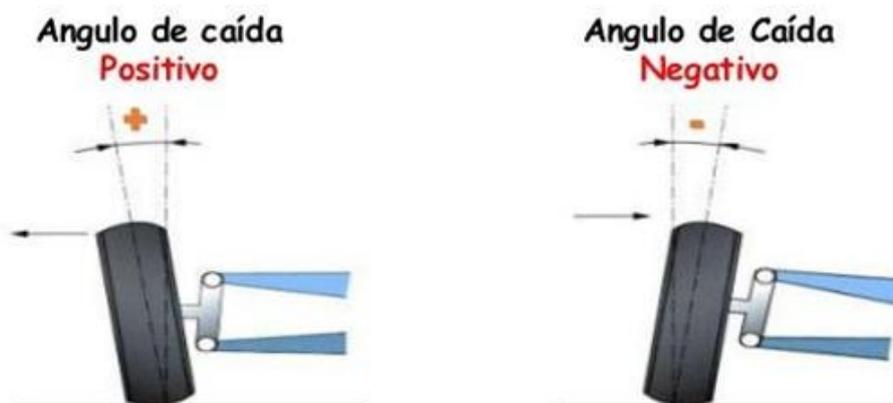
El ángulo de salida está formado entre el eje del pivote de la mangueta y el eje vertical, como se puede apreciar en la figura. Tiene como misión disminuir la resistencia al giro de la rueda, por lo tanto, facilita la maniobrabilidad y así mismo que la rueda retorne a su posición inicial (Limiñana Bello 2021).



**Figura 1.12** Ángulo de Salida (*kingpin*)  
(Carluder 2021)

### 1.3.2.3 Ángulo de Caída (Camber)

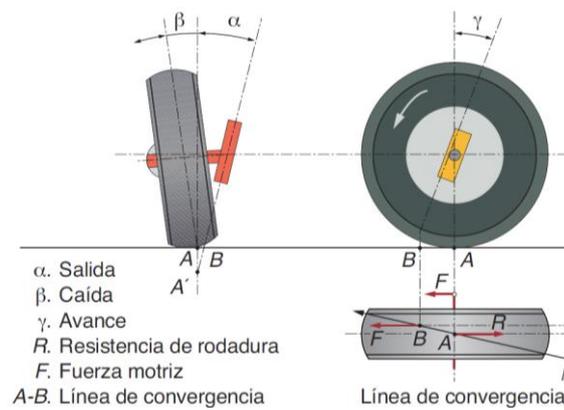
Se conoce como camber a la inclinación de la llanta hacia afuera o hacia dentro en su parte superior con respecto a la línea vertical, al observarse por la parte delantera del vehículo. La medida del ángulo de camber se puede interpretar en grados, minutos y segundos (Taboada Zapata y Quiroga Villca 2017).



**Figura 1.13** Ángulo de Caída (Camber)  
(Mateos 2020)

### 1.3.2.4 Cotas Conjugadas

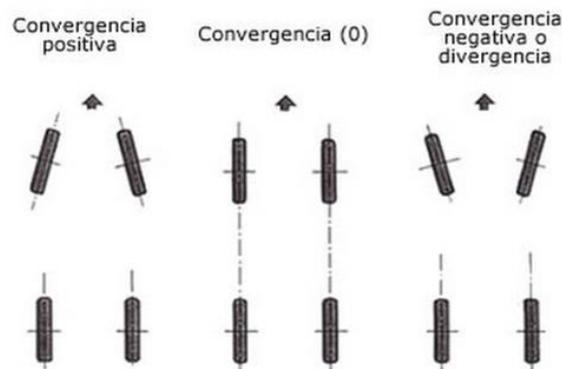
Denominado así al conjunto formado por los ángulos de caída y salida en conjunto con el de avance. Logran que el eje de prolongación del pivote que determina el avance corte la línea de desplazamiento por delante y a la derecha del eje vertical de la rueda (González et al. 2017).



**Figura 1.14** Cotas Conjugadas  
(González et al. 2017)

### 1.3.2.5 Convergencia

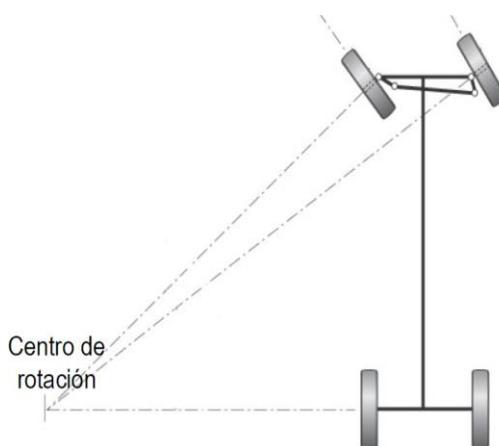
La convergencia es la distancia que hay entre la parte delantera y posterior de los neumáticos. Si la distancia en la parte delantera del neumático es mayor a la posterior, se denomina convergencia negativa y si dicha distancia es menor a la posterior, se denomina convergencia positiva (Jácome Guevara 2021).



**Figura 1.15** Convergencia  
(Jácome Guevara 2021)

### 1.3.2.6 Geometría de Giro

El vehículo al tomar una curva, la trayectoria seguida por cada una de sus ruedas directrices no es la misma, debido a que el radio de curvatura es distinto para cada una de las ruedas. Para que se cumpla esta condición, todas las ruedas, en cualquier posición, deben contar con un centro de rotación en común. Esto se obtiene dotando a las bieletas de un ángulo de inclinación tal, que cuando el vehículo se desplace en línea recta, la proyección de los ejes de las bieletas coincida con el centro del eje trasero y al desplazarse por una curva, los ejes de las ruedas coincidan en un centro en común (Dirección General de Tráfico 2018).



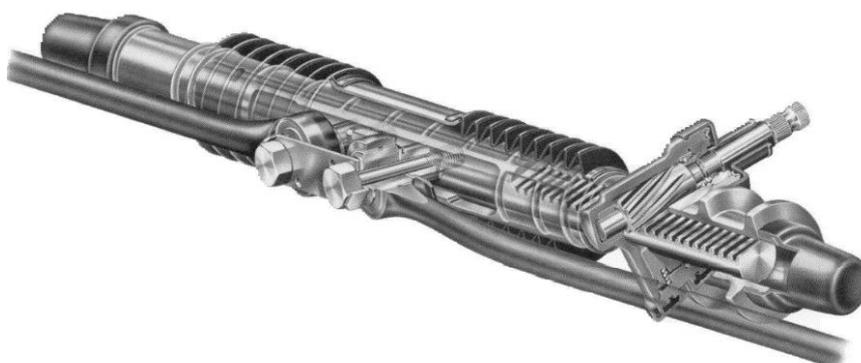
**Figura 1.16** Geometría de Giro  
(Dirección General de Tráfico 2018)

### 1.3.3 TIPOS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Los mecanismos de dirección se clasifican según su funcionamiento y el número de componentes que conforman cada mecanismo, dentro de los cuales tenemos:

#### 1.3.3.1 Mecanismo de dirección por cremallera

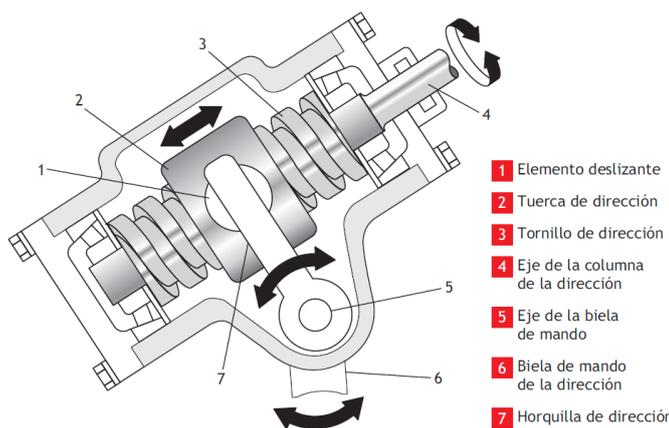
El trabajo de esta dirección mecánica es reducir el esfuerzo por medio de un piñón y una cremallera, la cual transfiere el movimiento horizontal hacia los terminales de la mangueta y, además, disminuye componentes de la tirantearía, de esta manera se logra transferir la desmultiplicación de esfuerzo que el conductor aplica sobre el volante y se transfiere hacia el piñón de ataque a través de una columna de dirección, y esta dependerá de la relación que presenten los piñones (Palacios Abad y Palacios Abad 2011).



**Figura 1.17** Mecanismo de dirección por cremallera  
(Velasco Sánchez et al. 2017)

### 1.3.3.2 Mecanismo de sinfín cilíndrico con tuerca

Se encuentra conformado de un sinfín cilíndrico y una tuerca. Que al girar el sinfín se logra que la tuerca realice un desplazamiento longitudinal. Este movimiento se transmite hacia la palanca de ataque que se encuentra unida a la tuerca (Jiménez Ospina y Mecánico 2018).



**Figura 1.18** Mecanismo de sinfín cilíndrico con tuerca  
(Domínguez 2000)

## CAPÍTULO II

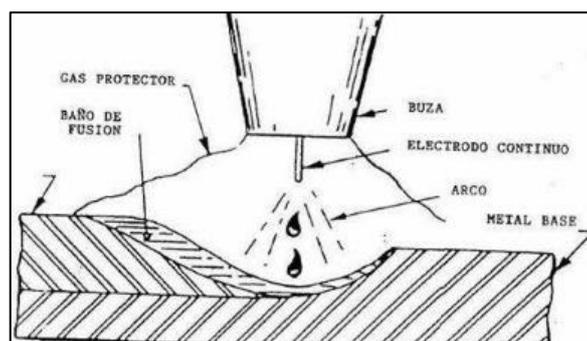
### 2.1 MATERIALES Y MÉTODOS

#### 2.1.1 MATERIALES

Dentro de los materiales se tiene a la soldadura como uno de los pilares fundamentales de estos debido a que mediante este método se permite la unión de dos o más piezas metálicas. Para lo cual basándonos en las necesidades del proyecto se utilizó dos procesos de soldadura por arco eléctrico los cuales se detallan a continuación:

##### 2.1.1.1 Soldadura mig-mag

“El proceso MIG/MAG está definido como un proceso, de soldadura, donde la fusión, se produce debido al arco eléctrico, que se forma entre un electrodo (alambre continuo) y la pieza a soldar. La protección se obtiene a través de un gas, que es suministrado en forma externa”(Luna y Chavez 2011)



**Figura 2.1** Elementos que intervienen en el proceso mig-mag  
(Luna y Chavez 2011)

##### 2.1.1.2 Soldadura smaw

“Consiste en la utilización de un electrodo con un determinado recubrimiento, según sea las características específicas. A través del mismo se hace circular un determinado tipo de corriente eléctrica, ya sea esta de tipo alterna o directa. Se establece un corto circuito entre el electrodo y el material base que se desea soldar o unir, este arco eléctrico puede alcanzar temperaturas del orden de los 5500° C”(Luna y Chavez 2011).



**Figura 2.2** Elementos que intervienen en el proceso de soldadura smaw  
**Fuente:** (Legña Oyacato y Ochoa Peña 2021)

### 2.1.1.3 Torno

“Se debe definir a este como una máquina herramienta que permite mecanizar piezas de forma geométrica de revolución (cilindros, conos, hélices). Estas máquinas herramientas operan haciendo girar la pieza a mecanizar mientras una o varias herramientas de corte son empujadas en un movimiento de avance contra la superficie de la pieza, cortando las partes sobrantes en forma de viruta”(Martínez 2019).

### 2.1.1.4 Amoladora

Una amoladora es una máquina herramienta giratoria de accionamiento eléctrico la cual permite realizar tareas de corte, pulido o desbaste en diferentes materiales para lo cual es necesario usar los aditamentos específicos para cada tarea; durante el desarrollo del proyecto se utilizó los siguientes discos:

- **Discos de corte**

Se los usa en máquinas portátiles de tipo angular denominadas “*cut-of*”, estructurados por un mallado de fibra de vidrio.

<b>METAL, Uso general (Ox. Aluminio)</b>				
Código	Identificación	Diám. Ext.	Espesor	Diám. Anillo
1006751	4.1/2" Corte Acero Centro Deprimido	115	3	22.2
1006750	4.1/2" Corte Acero Centro Plano	115	3	22.2
1006749	7" Corte Acero Centro Plano	178	3	22.2

**Figura 2.3** Especificaciones discos de corte  
 (Indura-Norton 2019)

- **Discos de desbaste**

Se los usa en máquinas portátiles de tipo angular para la remoción de material por unidad de tiempo.

<b>METAL, Uso general (Ox. Aluminio)</b>				
Código	Identificación	Diám. Ext.	Espesor	Diám. Anillo
1006741	4 1/2" Desbaste Acero Centro Deprimido	115	5	22.2
1006740	7" Desbaste Acero Centro Deprimido	178	6.4	22.2
1006739	9" Desbaste Acero Centro Deprimido	229	6.4	22.2

**Figura 2.4** Especificaciones discos de desbaste  
(Indura-Norton 2019)

### 2.1.1.5 Aceros

La industria acerera tiene a disposición una amplia gama de aceros, los cuales son usados para cumplir las diferentes demandas y necesidades en los distintos campos donde se requieren este tipo de materiales. El ente encargado de su norma y estandarización es la *American Institute Of Steel Construction (ASTM)*.

Para el desarrollo del presente proyecto se usó acero para secciones estructurales huecas ASTM A500 el cual se ajusta a las demandas requeridas durante el desarrollo del proyecto, cabe recalcar que este acero es el más común en el mercado nacional, lo cual permite una mayor facilidad de adquisición del mismo.

Como características de este acero se puede mencionar las siguientes.

**Tabla 2.1** Características Acero ASTM a 500 °C

MEDIDA	ESFUERZO DE FLUENCIA (KG/CM2)	RESISTENCIA A LA TENSIÓN (KG/CM2)	ELONGACIÓN (%)	COMPOSICIÓN QUÍMICA (% MÁX.)
5/8" x 1,5 mm	3 200	1 019	21	0,27 de Carbón 1,35 de Manganeso 0,03 de fosforo 0,03 de Silicio 0,20 de Cobre

### 2.1.1.6 Cañerías

Las cañerías son conductos por los cuales circula el líquido de frenos, dicho líquido es bombeado hasta los actuadores, que en este caso son las mordazas o *calipers*, las cañerías deben estar blindas por un material no plástico capaz de resistir a las propiedades del líquido de frenos(Carpio Cueva 2018).

### 2.1.1.7 Bomba de freno posterior *Kou Jiang*

La bomba se encarga de convertir la presión amplificada a la salida del pedal en presión hidráulica. Para ello la bomba está dotada de un pistón el cual por un lado mantiene contacto con la varilla la cual se conecta directamente con el repartidor de frenada y por su lado contrario se mantendrá en contacto con el líquido de freno(Criado Ocaña 2012).

**Tabla 2.2** Especificaciones bomba de freno SKR200

MARCA	KOU JIANG
Material	Aluminio
Peso	0,26 kg

La figura 2.5 muestra el tipo de bomba que se colocó en el sistema de frenos del prototipo.



**Figura 2.5** Bomba SKR200 posterior  
(MOTTOX 2022)

### 2.1.1.8 Mordazas *Motorcycle pump*

Es un elemento el cual está conformado de una parte rígida en aleación de aluminio la cual posee de dos a cuatro pistones de acero inoxidable, proporciona gran resistencia a grandes presiones generadas en el sistema de frenos, la mordaza que se empleo es la *Motorcycle pump* de procedencia china ya que actualmente es la que se puede conseguir en nuestro medio y tiene una aplicación universal, cuenta con las siguientes características:

**Tabla 2.3** Especificaciones mordaza de freno

MARCA	MOTORCYCLE PUMP
Tipo de material	Aleación de aluminio
Longitud	11,5 cm
Altura	8 cm
Peso	0,8 kg
Diámetro del pistón	4,5 cm

En la figura 2.6 se muestra el tipo de mordaza que se colocó en el sistema de frenos del prototipo.



**Figura 2.6** Mordazas

### 2.1.1.9 Cremallera Suzuki forza 1

Se colocó una cremallera mecánica ya que en la normativa especificaba el uso de estas, elegimos la cremallera de un Suzuki forza por dos motivos: el mecanizado de la

cremallera que se diseño es muy elevado y los materiales que se necesitan no hay en nuestro medio, de tal manera que la cremallera capas de acercarse a las características que se necesita es la del Suzuki forza 1 a la cual se le hizo unas modificaciones puntuales como fue el alargamiento de los brazos axiales para que pueda ser adaptada en el prototipo BAJA SAE.

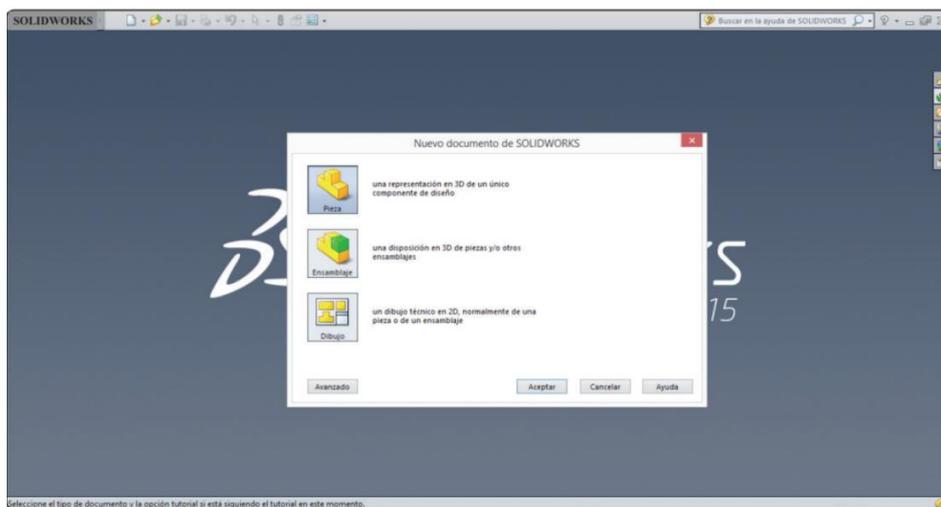


**Figura 2.7** Cremallera de dirección

#### **2.1.1.10 Software CAD**

SolidWorks es un software desarrollado por *Dessault Systems*, a través de su compañía subsidiaria SolidWorks para el diseño mecánico 3D, se trata de un programa el cual nos permite realizar un proceso completo de diseño mecánico, desde transversión de la idea del diseñador a la realización de planos técnicos indispensables para su fabricación. Por medio de la interfaz del programa y sus diversas herramientas para el diseño de Piezas, Ensamblés y Dibujos, el diseñador puede generar piezas en tres dimensiones y generar al instante las vistas necesarias para la obtención de planos al momento de desarrollar el diseño (Rodríguez Vidal 2015).

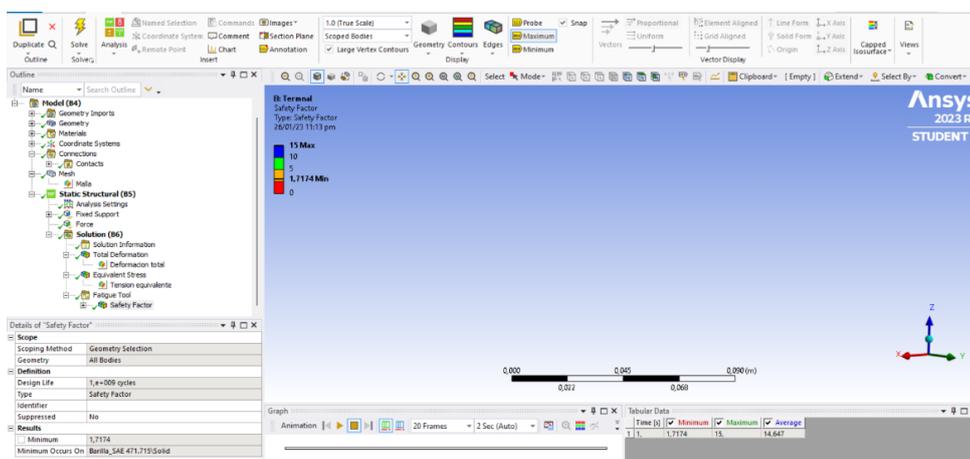
Además, cuenta con un sinnúmero de complementos y aplicaciones que permiten la simulación, fabricación, administración de datos y documentación de productos hacen de SolidWorks más que un software de CAD 3D, además de adaptarse a los requerimientos de cada empresa, permite que sus usuarios personalicen el programa para poner a su disposición las herramientas necesarias para su actividad (Rodríguez Vidal 2015).



**Figura 2.8** Página de inicio SolidWorks  
(Rodríguez Vidal 2015)

### 2.1.1.11 Software CAE

El software de análisis estructural ANSYS cuenta con una versión estudiantil la cual permite la resolución de problemas de ingeniería estructural de gran complejidad y optar por decisiones de diseño mejores y más rápidas. Mediante la herramienta de análisis por elementos finitos (FEA), se puede personalizar y automatizar soluciones para los problemas de mecánica estructural y parametrizarlos logrando así analizar múltiples escenarios de diseño. El software de análisis estructural es empleado en toda la industria permitiendo a los ingenieros optimizar el diseño de sus productos y disminuir costos de las pruebas físicas (ANSYS 2022).

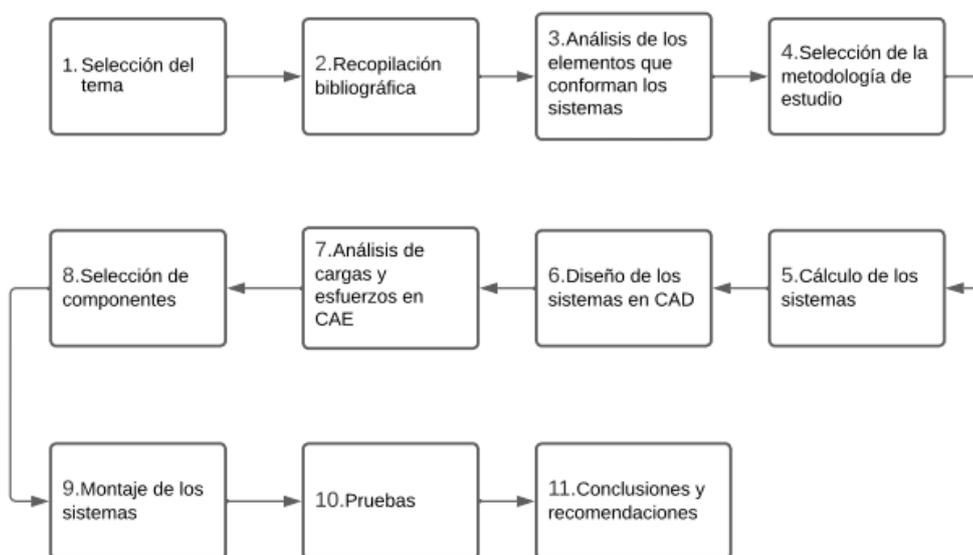


**Figura 2.9** Interfaz ANSYS  
(ANSYS 2022)

## 2.1.2 MARCO METODOLÓGICO

Este trabajo de investigación se ve asociado a un proyecto técnico, basándose en un trabajo de campo y por ende se involucra una investigación documental, en el cual se trató de hacer un enfoque sobre la problemática presenten en el taller de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte, en el cual surgió la propuesta de desarrollar un vehículo tipo BAJA SAE el cual se apege a las normas establecidas por la SAE INTERNATIONAL, de tal modo que para su fabricación no hay procedimiento alguno a seguir en cuanto a la parte sistemática.

Para lo cual se ha planteado el siguiente flujograma de trabajo el cual permite llevar a cabo un control de cada una de las etapas durante el desarrollo del proyecto.



**Figura 2.10** Desarrollo de la propuesta

Según(Flores 2015) Se define como proyecto técnico “al plan de acciones documentadas a través de diseños, prototipos, análisis-síntesis, modelos, simulaciones u otros en medios impresos o digitales que de forma coordinada dan solución a un problema en específico”

De acuerdo con (Grajales 2000) dice que una investigación de campo es “aquella que se realiza a través de la consulta de documentos (libros, revistas, periódicos, memorias,

registros, constituciones.)” para la recolección de información se hizo uso de diferentes fuentes bibliográficas, documentos, libros, y artículos científicos.

### 2.1.2.1 Sujeto de la investigación

De acuerdo con (Sabino 1992) “define por sujeto a la persona (o equipo de personas) que adquiere o elabora el conocimiento.”

Según el Manual de Trabajos de Grado de Especialización y Maestría y Tesis Doctorales explica que “En el caso de los estudios de campo realizados con enfoques en los cuales los conceptos de población y muestra no sean aplicables, se describirán los sujetos”(Barrios Yaselli 2003).

Los estudiantes de la carrera de Ingeniera en Mantenimiento Automotriz se encargan del diseño y construcción del prototipo de un vehículo monoplaza todo terreno, tipo Baja, tratando de apegarse a las normas de la organización SAE INTERNACIONAL.

### 2.1.2.2 Estructura del diseño del proyecto

Para la elaboración de este proyecto se tomó en cuenta tres fases de suma importancia, las cuales se detallan en la siguiente tabla.

**Tabla 2.4** Fases de elaboración del proyecto de titulación

<b>FASE</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>EVIDENCIA</b>
I	Diagnostico situación del bastidor y suspensión previamente elaborados	Aplicación de técnicas y herramientas
II	Análisis de la información	Analizar los datos obtenidos en la etapa de diagnostico
III	Elaboración del proyecto	Acciones por considerar para apegarse a los requisitos de la SAE INTERNACIONAL

- **Fase I: Diagnostico**

Previo a la puesta en marcha del proyecto se analizó el estado de la situación actual del bastidor de un prototipo baja SAE ya existente en la carrera de Ing. En Mantenimiento Automotriz. Lo cual permitió la verificación de que el bastidor ya cuenta con un sistema de suspensión, por lo tanto, se procedió a focalizar la continuación del desarrollo de los sistemas subsiguientes como lo es el sistema de dirección y el sistema de frenos, basándose en los requerimientos de construcción de un BAJA SAE considerando a su vez la disponibilidad de máquinas y herramientas que tiene los laboratorios de la carrera para este fin.

- **Fase II: Análisis de la información**

En la presente etapa de desarrollo del proyecto se procedió al análisis de interpretación de la recopilación bibliográfica en cuanto a los procesos y herramientas necesarios para el desarrollo de esta propuesta, usando el método de ponderaciones lo cual nos permite identificar los puntos más críticos que se pueden presentar durante el desarrollo mientras nos apegamos a las exigencias de los requerimientos de construcción de la SAE INTERNACIONAL 2020.

- **Fase III: Elaboración del proyecto**

En la fase final la cual consiste en la elaboración se detalla el proceso a seguir para el diseño e implementación de los sistemas de dirección y frenos de un vehículo tipo BAJA SAE basándonos en la normativa del año 2020 en la Universidad Técnica del Norte, analizando y considerando cada una de las normas y factores de diseño que garantizan el funcionamiento óptimo de cada uno de los sistemas.

### **2.1.3 CÁLCULOS DE LOS SISTEMAS**

Previo al diseño de los diferentes componentes de los sistemas de dirección y frenos para el vehículo tipo BAJA SAE se realizó un análisis matemático de las fuerzas que intervienen en su funcionamiento.

### 2.1.4 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN PROTOTIPO TIPO BAJA SAE

Tomando en cuenta que, al encontrarse en la fase inicial del desarrollo del proyecto, no contamos con los valores referentes a la transferencia de masas y su centro de gravedad, se ve la necesidad de estimar los valores de la aplicación de cargas correspondientes a cada eje lo cual permite conocer la distribución de las cargas en las 4 ruedas. Por lo que se considera que la repartición de la carga suspendida que soporta el vehículo es de 60% para el eje trasero y de 40% para el eje delantero.

A su vez tomando como referencia los valores previamente presentados en la construcción del bastidor el cual nos dice que según el diseño: el peso del vehículo será aproximadamente 278kg (Pachito y Becerra 2021). Y su centro de gravedad a una altura de 550mm.

Según lo antes mencionado los valores se colocarían de la siguiente manera:

$$P = 278kg$$

$$P_t = 166.8 \text{ kg (peso eje trasero)}$$

$$P_d = 111.2 \text{ kg (peso eje delantero)}$$

Partiendo desde el punto que las velocidades alcanzadas en competición no son muy elevadas, se toma un valor referencial de aproximadamente 100 Km/h, el cual sería considerado como un escenario extremo de frenado para efecto de cálculos; a su vez teniendo en cuenta que la desaceleración de un vehículo es medida en fuerzas G partimos de la siguiente relación: “un vehículo viaja a una velocidad de 100 km/h ( 27.77m/s) y tarda 4 segundos en detenerse por completo” (Yandun 2018) , calculamos la aceleración mediante la siguiente formula.

$$V_f = V_o + a \cdot t \quad [2. 1]$$

$$0 = 27.77m/s + a \cdot (4s)$$

$$a = -\frac{27.77 \text{ m/s}}{4\text{s}}$$

$$a = -6.94 \text{ m/s}^2$$

Donde:

$V_f$  = velocidad final.

$a$  = aceleración del vehículo.

$V_o$  = velocidad inicial.

$t$  = tiempo.

$g$  = gravedad.

Para establecer la desaceleración en fuerzas G se utilizó la siguiente expresión matemática:

$$G \text{ de desaceleración} = \frac{a}{g}$$

$$G \text{ de desaceleración} = \frac{6.94 \text{ m/s}^2}{9.81 \text{ m/s}^2}$$

$$G \text{ de desaceleración} = 0.70G$$

#### 2.1.4.1 Cálculo del centro de gravedad

Para obtener el centro de gravedad se utilizó la siguiente expresión matemática:

$$CD_{dx} = \frac{P_t}{P} \cdot L \quad [2. 2]$$

$$CD_d = \frac{166.8}{P278} \cdot 1600 = 960mm$$

$$CD_t = \frac{111.2}{278} \cdot 1600 = 640 mm$$

#### 2.1.4.2 Cálculo de transferencia de carga del eje posterior al eje delantero

Usando la siguiente formula procedemos a la realización del cálculo de trasferencia de cargas del eje posterior al eje delantero en la cual tenemos:

$$TP = \frac{a_v \cdot h}{g \cdot L} \cdot P \quad [2. 3]$$

$$TP = \frac{0.70 \cdot (9.8)}{(9.8)} \cdot \frac{0.55m}{1.6m} \cdot 278$$

$$TP = 655.55 N$$

Donde:

***TP*** = peso absoluto transferido entre ejes.

***g*** **aceleración** = gravedad.

***h*** = altura

***L*** = distancia entre ejes

***P*** = peso total del vehículo

#### 2.1.4.3 Distribución exacta de la fuerza a cada eje

Para la distribución de fuerzas a cada eje se usó la siguiente expresión en donde tenemos:

$$P_{d.d} = P_d + TP \quad [2.4]$$

$$P_{d.d} = 111.2 (9.8) + 655.55$$

$$P_{d.d} = 1745.31N$$

$$P_{t.d} = P_t - TP \quad [2.5]$$

$$P_{t.d} = 166.8(9.8) - 655.55$$

$$P_{t.d} = 979.09N$$

Donde:

$P_{d.d}$  = peso en el eje delantero

$P_{t.d}$  = peso en el eje posterior

Para comprobar el peso total debe ser igual

$$P = P_{d.d} + P_{t.d} \quad [2.6]$$

$$2727.18N = 1745.31N + 979.09$$

$$2727.18N = 2724.4N$$

#### 2.1.4.4 Transferencia de fuerzas sobre los ejes

Se tomo en cuenta un coeficiente de rozamiento  $\mu = 0.70$  considerando un asfalto usado en condiciones de clima seco a una velocidad de más de 50 km/h.

Donde:

$F_{f.d}$  = fuerza de frenado en el eje delantero

$F_{f.t}$  = fuerza de frenado en el eje posterior

$\mu$  = coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto

$$F_{f.d} = \mu \cdot P_{d.d} \quad [2. 7]$$

$$F_{f.d} = (0.70) \cdot (1745.31)$$

$$F_{f.d} = 1221.71 \text{ N}$$

$$F_{f.t} = \mu \cdot P_{t.d} \quad [2. 8]$$

$$F_{f.t} = (0.70) \cdot (979.09)$$

$$F_{f.t} = 685.36 \text{ N}$$

#### 2.1.4.5 Fuerza de frenado máximo

Para realizar el cálculo de la fuerza máxima de frenado se realizó la sumatoria de fuerzas que intervienen entre en el eje delantero y el eje posterior de un vehículo.

$$F_{max} = F_{f.d} + F_{f.t} \quad [2. 9]$$

$$F_{max} = (1221.71\text{N}) + (685.36\text{N})$$

$$F_{max} = 1907.07 \text{ N}$$

Donde:

$F_{max}$  = fuerza de frenado máximo

$F_{f,d}$  = fuerza de frenado en el eje delantero

$F_{f,t}$  = fuerza de frenado en el eje posterior

#### 2.1.4.6 Par de frenado de oposición de frenado del vehículo

Para la obtención del par de frenado del vehículo se utilizó la siguiente fórmula en la cual partimos del radio de los neumáticos.

$$Nd = F_{f,d} \cdot Rd \quad [2. 10]$$

$$Nd = (1221.71N)(225 * 10^{-3}m)$$

$$Nd = 274.88Nm$$

$$Nt = F_{f,t} \cdot Rt \quad [2. 11]$$

$$Nt = (685.36N)(225 * 10^{-3}m)$$

$$Nt = 154.2Nm$$

Donde:

$Nd$  = par de frenado de oposición del eje delantero.

$Nt$  = par de frenado de oposición del eje trasero.

$Rd$  = radio nominal del neumático delantero

$Rt$  = radio nominal del neumático trasero

### 2.1.4.7 Balance óptimo de la frenada

Para que el balance de la frenada sea el adecuado las fuerzas de frenado delanteras y posteriores deben ser iguales.

$$\frac{F_{f.d}}{P_{d.d}} = \frac{F_{f.t}}{P_{d.t}} \quad [2. 12]$$

$$\frac{1221.71N}{1745.31N} = \frac{685.36N}{979.09N}$$

$$0.69 = 0.69$$

Al tener los coeficientes de frenado iguales tanto delantero como posterior podemos considerar que el balance de freno de un vehículo en condiciones estáticas posee una eficacia del 100%.

### 2.1.4.8 Dimensionamiento del disco de freno

El dimensionamiento del disco de freno viene dado por la relación entre el par de frenado máximo y la fuerza máxima de frenado aplicado, de la división de estas dos relaciones obtenemos el diámetro ideal del disco de freno para evitar el bloqueo de la rueda y una frenada efectiva.

$$D_{disco} = \frac{N_{max}}{F_{max}} \quad [2. 13]$$

$$D_{disco} = \frac{(274.88Nm + 154.2Nm)}{1907.07}$$

$$D_{disco} = 0.2249m$$

### 2.1.4.9 Relación del pedal o ventaja mecánica

La relación del pedal contribuye a la multiplicación de la fuerza que el conductor aplica sobre el pedal de freno usando la ventaja mecánica de la palanca minimizando los esfuerzos.

$$\text{Relacion del pedal} = \frac{x}{y} \quad [2. 14]$$

$$\text{Relacion del pedal} = \frac{325\text{mm}}{42\text{mm}}$$

$$\text{Relacion del pedal} = 7.73$$

Donde:

$X = \text{longitud total del pedal}$

$Y = \text{distancia del pivote al punto de accionamiento de la bomba}$

### 2.1.4.10 Fuerzas en el pedal de freno

Las fuerzas del pedal de freno vienen dadas por la relación entre las fuerzas aplicadas al pedal y las dimensiones del mismo. Para lo cual se considera una fuerza aplicada al pedal de 2000N que es el valor especificado en el reglamento de la competencia.

$$\sum Mc = 0 \quad [2. 15]$$

$$325\text{mm} (F_{\text{pedal}}) + 42\text{mm}(F_{\text{bomba}}) = 0$$

$$F_{\text{bomba}} = \frac{325\text{mm}}{42\text{mm}} \cdot F_{\text{pedal}}$$

$$F_{bomba} = \frac{325mm}{42mm} \cdot 2000N$$

$$F_{bomba} = 15460N$$

#### 2.1.4.11 Fuerza de salida a cada una de las bombas

La fuerza de salida a cada una de las bombas se calculó en base a la siguiente expresión matemática teniendo en cuenta un valor constante de un diferencial de presión igual a 0.55

$$F_{s.r.f.d} = (1 + a) \cdot \frac{F_{s.p}}{2} \quad [2. 16]$$

$$F_{s.r.f.d} = (1 + 0.55) \cdot \frac{2000N}{2}$$

$$F_{s.r.f.d} = 1550N$$

$$F_{s.r.f.t} = (1 - a) \cdot \frac{F_{s.p}}{2} \quad [2. 17]$$

$$F_{s.r.f.t} = (1 - 0.55) \cdot \frac{2000N}{2}$$

$$F_{s.r.f.t} = 450N$$

Donde:

$F_{s.r.f.d}$  = fuerza de salida con el repartidor a la bomba delantera

$F_{s.r.f.t}$  = fuerza de salida con el repartidor a la bomba posterior

## 2.1.5 CÁLCULOS Y ANÁLISIS DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN DE UN PROTOTIPO TIPO BAJA SAE

### 2.1.5.1 Transferencia de la longitud de la masa

Para el cálculo de la transferencia de la longitud de la masa se tomó como referencia la fórmula propuesta por William F y Douglas L de su libro dinámica de vehículos de carreras (Morillo 2018).

$$\Delta f_x = \frac{h * m(\pm a)}{l_t} \quad [2. 18]$$

Donde:

$\Delta f(\mathbf{a}, \mathbf{b})$  = Incremento de la carga delantera o posterior por el cambio de momentos debido a la desaceleración.

$l_t$  = Longitud total de las ruedas

$h$  = Altura del centro de gravedad

$m$  = Masa del prototipo

$\pm a$  = Aceleración/desaceleración

Los siguientes datos se tomaron de la tesis ya realizada del bastidor del vehículo tipo BAJA SAE ya que la implementación del sistema de dirección y frenos es una continuación del proyecto.

$a$  = Ancho de vía = 1.3m

$b$  = Batalla = 1.6m

$lf = \text{Distancia del eje delantero al centro de gravedad} = 1m$

$h = \text{Altura del centro de gravedad} = 0.55m$

$m = \text{Masa total del vehiculo} = 278 Kg$

$A = \text{Aceleracion total} = 1.75 g$

$$\Delta f_x = \frac{0.55m * 278Kg(1.75g)}{1 m}$$

$$\Delta f_x = 267.57 N$$

### 2.1.5.2 Carga total vertical del vehículo

Es el reparto del peso total del vehículo el cual se distribuye de manera equitativa a cada una de las ruedas.

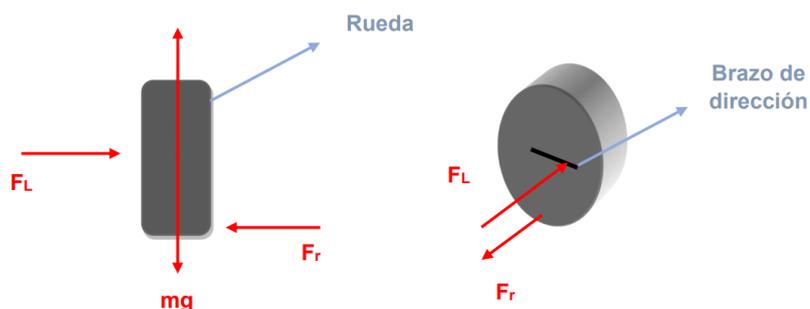
$$\text{carga vertical} = \text{peso del vehiculo} + \text{transferencia de masa longitudinal} \quad [2. 19]$$

$$\text{carga vertical} = 2727.18 N + 267.57 N$$

$$\text{carga vertical} = 2994.75 N$$

### 2.1.5.3 Cálculos para la obtención de tensiones y fuerzas

Para este cálculo se consideró la fuerza que el piloto necesita ejercer en el sistema de dirección para así lograr mover las ruedas del prototipo, al momento que el conductor mueve el volante para direccionar el vehículo en las ruedas se genera una fuerza de fricción la cual hay que superar para lograr moverlas (Ruiz de Erenchun Jener 2013).



**Figura 2.11** Cálculos para la obtención de tensiones y fuerzas  
(Ruiz de Erenchun Jener 2013)

Donde:

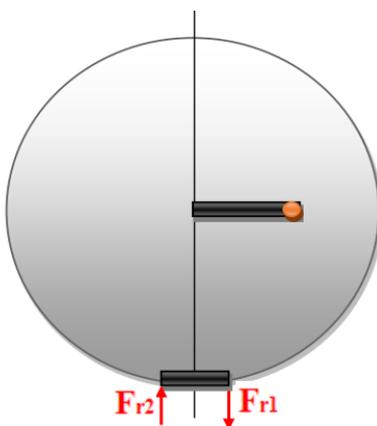
$F_r =$  Fuerza de fricción

$mg =$  Peso

$F_l =$  Fuerza lateral

$N =$  Normal

El rectángulo negro de la parte baja hace referencia al espacio del neumático que entra en contacto con el asfalto y la  $F_{r1}$  y  $F_{r2}$  representan las fuerzas de fricción que se generan al momento de girar las ruedas. La distancia que existe desde el centro por donde pasa la línea vertical hasta  $F_{r1}$  y  $F_{r2}$  es  $R_1$  y  $R_2$  respectivamente (Ruiz de Erenchun Jener 2013).



**Figura 2.12** Espacio del neumático que entra en contacto con el asfalto  
(Ruiz de Erenchun Jener 2013)

Donde:

$$Fr_2 = Fr_1 = Fr \quad [2. 20]$$

$$r_1 = r_2 = r \quad [2. 21]$$

Para que la rueda pueda girar la fuerza lateral debe ser superior a la fuerza de fricción que se genera por entrar en contacto con la calzada.

1.  $\sum Fx = 0; F_L - F_r = 0$
2.  $\sum Fy = 0; N - mg = 0$
3.  $\sum My = 0; F_L x_2 - F_r x_r = 0$

De la primera ecuación obtenemos:

$$F_l = F_r \quad [2. 22]$$

De la segunda ecuación obtenemos:

$$N = mg \quad [2. 23]$$

Para proceder con los cálculos se debe conocer el peso del prototipo y de esta manera determinar el peso que puede soportar cada rueda. En base a los datos previamente obtenidos el vehículo tiene un peso de 165 Kg sin considerar el peso del piloto.

Para proceder con el cálculo se incrementa el peso del piloto 113 Kg por seguridad. Además, el peso que soportan las ruedas delanteras en este tipo de vehículos suele ser de un 40% del peso total (Morillo 2018).

De tal manera se obtiene el peso total que soportan las ruedas.

$$(165Kg + 113Kg) \times \frac{40}{100} = 111.2 Kg$$

De acuerdo con el cálculo cada rueda puede soportar un peso de:

$$\frac{111.2}{2} = 55,6 \text{ Kg}$$

$$55.6\text{Kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = \mathbf{545.43 \text{ N}}$$

Finalmente, obtenemos una fuerza normal de:

$$\mathbf{N = 545.43 \text{ N}}$$

De acuerdo con Shigley según su libro “Diseño en Ingeniería Mecánica” la fuerza de fricción se obtiene haciendo uso de la ecuación (Shigley 2008).

$$F_r = \mu \times N \quad [2. 24]$$

Donde  $\mu$  representa al coeficiente de rozamiento, tiene un valor comprendido entre 0.8 y 0.9, para una pista de asfalto, por mayor seguridad el valor que se utiliza para calcular la fuerza de fricción es de 1.

$$F_r = 1 \times 545,43\text{N} = \mathbf{545.43 \text{ N}}$$

Considerando que el diámetro del piñón es de 23.9mm se toma el radio para el cálculo del par ejercido sobre la columna de dirección.

$$T = 545.43\text{N} \times 11.95\text{mm} = \mathbf{6517.88\text{Nmm}}$$

Para realizar el cálculo de la torsión que recibe la columna de dirección, se hace uso de la siguiente formula (Ruiz de Erenchun Jener 2013).

$$T_{max} = \frac{T \times r}{J} \quad [2. 25]$$

Donde:

$T =$  Par sobre la columna de dirección

$r =$  Radio de la columna de dirección

$J =$  Momento de inercia para un tubo hueco

Para el cálculo del momento de inercia de un tubo hueco se usó la siguiente fórmula:

$$J = \pi \times \frac{\frac{D^4}{16} - \frac{d^4}{16}}{4} \quad [2. 26]$$

En este caso la columna de dirección tiene un diámetro externo de 17 mm y el valor de su diámetro interno tiene un valor de 14mm, con un espesor de 1.5mm de pared.

$$J = \pi \times \frac{\frac{17^4}{16} - \frac{14^4}{16}}{4}$$

$$J = 2214.08$$

Por lo cual la columna de dirección recibe una torsión máxima de:

$$T_{max} = \frac{6517.88Nmm \times 8.5mm}{2214.08mm^4}$$

$$T_{max} = 25.02 MPa$$

#### 2.1.5.4 Cálculo del radio de giro máximo

Para el cálculo del radio de giro máximo se hizo uso de los datos previamente obtenidos:

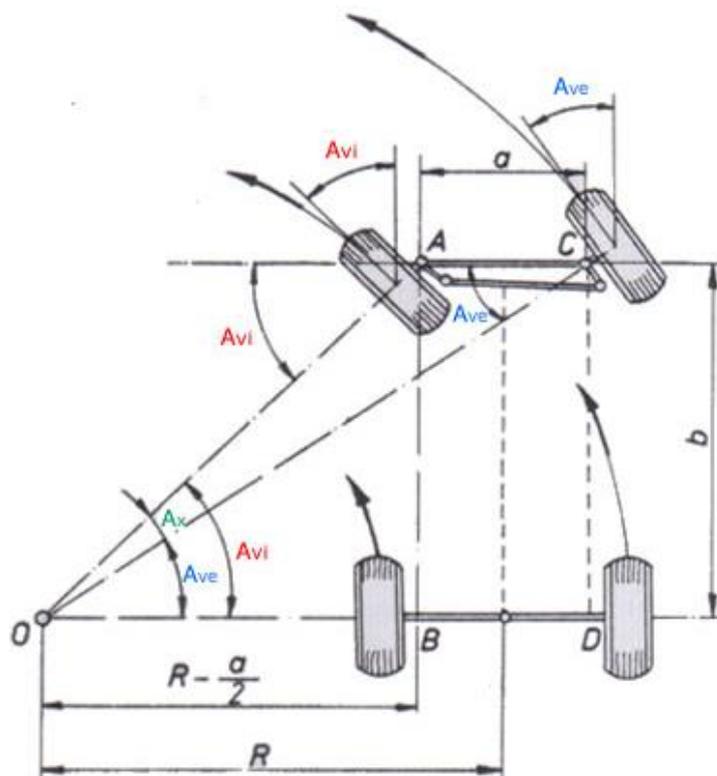
$$a = 1.3m$$

$$b = 1.6m$$

Donde:

$a$  = *via del vehiculo*

$b$  = *batalla del vehiculo*



**Figura 2.13** Cálculo del radio de giro máximo  
(Morillo 2018)

$A_{vi}$  = *ángulo de viraje de la rueda interior*

$A_{ve}$  = *ángulo de viraje de la rueda externa*

Este radio viene determinado de forma que las ruedas puedan girar describiendo un círculo de diámetro cuatro veces mayor que la batalla del vehículo.

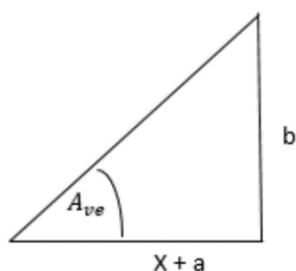
En la figura de acuerdo con los rectángulos OAB y OCD el ángulo de viraje para un determinado radio de giro se calcula con la función trigonométrica de los ángulos que conforman las ruedas en función de la batalla y el ancho de vía del vehículo, de la siguiente manera:

$$R = 2b \quad [2.27]$$

$$x = 2b - \frac{a}{2} \quad [2.28]$$

$$x = 2(1.6) - \frac{1.3}{2}$$

$$x = 2.55$$



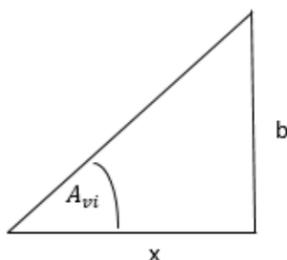
**Figura 2.14** Diagrama del ángulo de viraje de la rueda externa  
(Morillo 2018)

$$\tan A_{ve} = \frac{b}{a + x} \quad [2.29]$$

$$\tan A_{ve} = \frac{1.6}{1.3 + 2.55}$$

$$\tan A_{ve} = 0.41$$

$$A_{ve} = 23.49^\circ$$



**Figura 2.15** Diagrama del ángulo de viraje de la rueda interna  
(Morillo 2018)

$$\tan A_{vi} = \frac{b}{x} \quad [2.30]$$

$$\tan A_{vi} = \frac{1.6}{2.55}$$

$$\tan A_{vi} = 0.62$$

$$A_{vi} = 35.52^\circ$$

### 2.1.5.5 Relación de transmisión piñón y cremallera

Los dientes del conductor y conducido se usan del piñón y cremallera de la caja previamente diseñada.

$$Z_1 = \text{Conducido} = 23$$

$$Z_2 = \text{Conductor} = 18$$

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} \quad [2.31]$$

$$i = \frac{23}{18}$$

$$i = 1.27$$

### 2.1.5.6 Desmultiplicación

Se define al sistema de transmisión encargado de reducir la velocidad de rotación, en el prototipo se implementó el sistema de piñón y cremallera con una desmultiplicación de 1.27:1 dando como resultado un funcionamiento óptimo del sistema.

### 2.1.5.7 Geometría de las ruedas

Para un correcto funcionamiento de las ruedas directrices estas deben cumplir con determinadas condiciones geométricas, conocidas como cotas de dirección, por medio de las cuales se logra un correcto funcionamiento de las ruedas directrices y que su orientación no sea alterada por las irregularidades del camino (Sanz Gonzáles 1981).

Las siguientes cotas son las que determinan la geometría del sistema:

- Ángulo de salida
  - Ángulo de caída
  - Ángulo de avance
  - Cotas conjugadas
  - Convergencia de las ruedas
- **Ángulo de salida**

se define al ángulo que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el cual gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical el cual pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en A', dicho ángulo se comprende entre 5 y 10°, teniendo en la mayoría de los vehículos un valor de 6 a 7° (Sanz Gonzáles 1981).

El esfuerzo por realizar para orientar la rueda vendrá determinado por el par de resistencia:

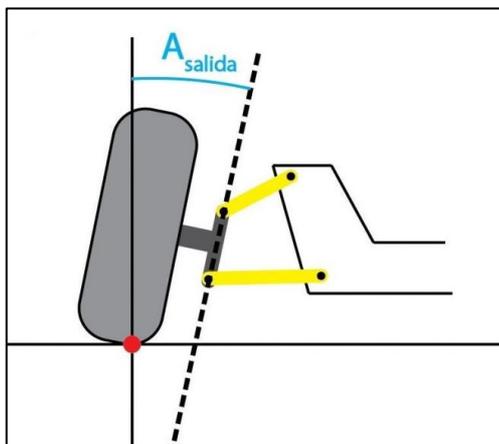
$$C_R = F_r \times d \quad [2. 32]$$

Donde:

$C_R$  = Par resistente o esfuerzo a realizar para orientar la  
rueda en Kg f m

$F_r$  = Resistencia de rodadura en Kg f

$d =$  Brazo del par o distancia entre ejes en m

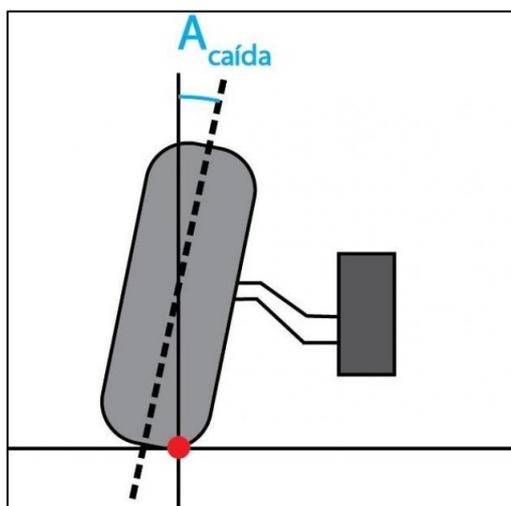


**Figura 2.16** Ángulo de salida  
(Cruz Osorio 2020)

- **Ángulo de caída**

Se define al ángulo que forma la prolongación entre el eje de simetría de la rueda y el eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda.

Dicho ángulo se logra conseguir dotando al eje de la mangueta de una cierta inclinación con respecto a la horizontal (Sanz Gonzáles 1981).

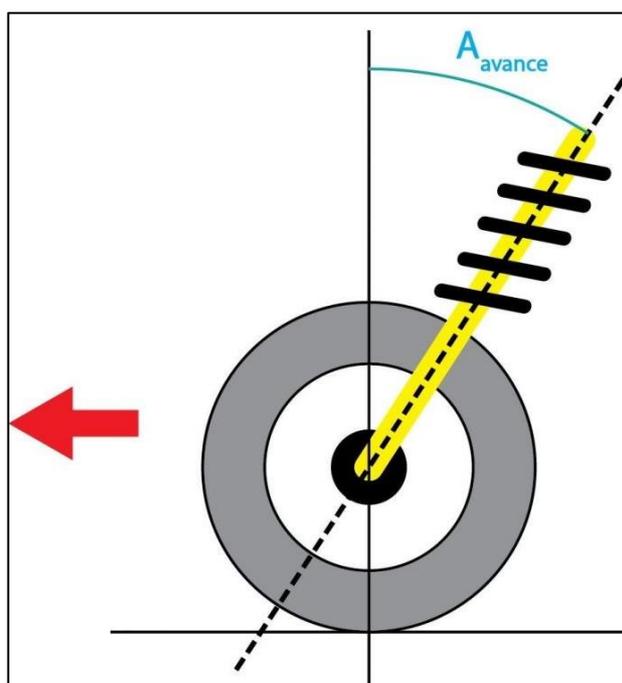


**Figura 2.17** Ángulo de caída  
(Cruz Osorio 2020)

- **Ángulo de avance**

Se define como el ángulo que forma la prolongación del eje del pivote con el eje vertical que pasa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de esta.

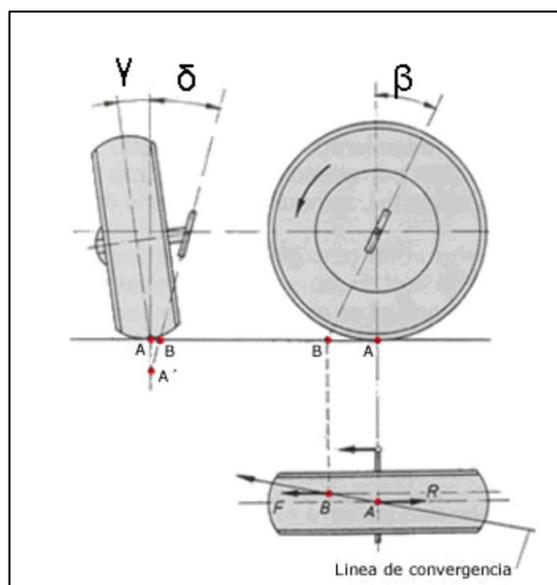
Cuando el vehículo tiene su tracción en las ruedas traseras, el eje delantero es arrastrado desde atrás, dando como resultado una inestabilidad en la dirección. Para corregir dicha inestabilidad se da al pivote un cierto ángulo de avance(Sanz Gonzáles 1981).



**Figura 2.18** Ángulo de avance  
(Cruz Osorio 2020)

- **Cotas conjugadas**

Las cotas de salida y caída hacen que el avance corte a las líneas de desplazamiento por delante y hacia la derecha de (A). De tal modo que, en vehículos de tracción trasera, el empuje que el eje delantero recibe pasa de este a la rueda a través del pivote, teniendo su punto de tiro en la rueda sobre el punto(B). debido a que la resistencia a la rodadura actúa sobre (A), se tiene como resultado un par de fuerzas que tienden a abrir las ruedas por delante, de tal modo que para corregir dicha tendencia se debe dar una convergencia a las ruedas(Sanz Gonzáles 1981).



**Figura 2.19** Cotas conjugadas  
(Muñoz Egea 2010)

- **Convergencia de las ruedas**

el ángulo de convergencia o desviación angular de las ruedas respecto a la dirección de marcha se expresa en función de las distancias (A) y (B) y de la cota (h), o bien, del diámetro de la llanta (Sanz Gonzáles 1981).

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{B - A}{2 \times h} \quad [2. 33]$$

$$\operatorname{sen} \delta = \frac{B - A}{2 \times d'} \quad [2. 34]$$

### 2.1.5.8 Ackerman

Se define así a la geometría exacta que deberían adoptar las ruedas directrices en el momento de un giro, estableciendo que cuando un vehículo toma una curva, la rueda interior hace un recorrido menor que la rueda exterior. Hay dos expresiones conocidas como condición de Ackerman y ángulo de Ackerman (Guevara et al. 2020). De tal manera que, se puede deducir a la geometría de la siguiente manera:

$$\operatorname{cot} \delta_e = \frac{R + b}{\frac{2}{L}} \quad [2. 35]$$

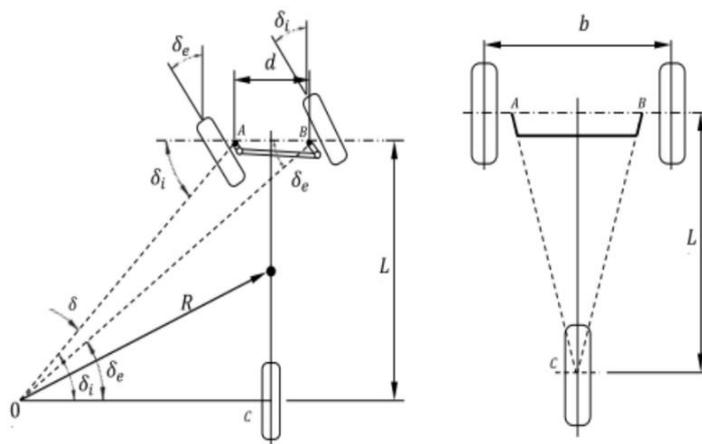
$$\cot\delta_i = \frac{R-b}{\frac{L}{2}} \quad [2.36]$$

Restando da como resultado la condición de Ackerman:

$$\cot\delta_e - \cot\delta_i = \frac{R+b}{\frac{L}{2}} - \frac{R-b}{\frac{L}{2}} = \frac{b}{L} \quad [2.37]$$

El ángulo de Ackerman (radianes) se obtiene del valor promedio de estos ángulos (teniendo en consideración que sean ángulos pequeños):

$$\delta = \tan^{-1} \frac{L}{R} \approx \frac{L}{R} \quad [2.38]$$

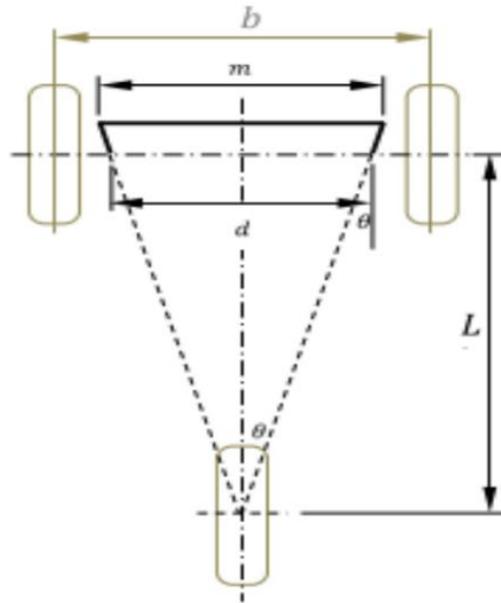


**Figura 2.20** Ackerman  
(Guevara et al. 2020)

Luego se realizará el cálculo de los ángulos de giro teóricos de las ruedas. Haciendo uso de la ecuación se despeja el ángulo interior en función de la distancia entre ejes  $L$ , el ancho de vía  $b$  y del ángulo externo el cual es una variable (Guevara et al. 2020).

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L \tan\delta_e}{L - b \tan\delta_e} \quad [2.39]$$

Por otro lado, se realiza el cálculo de un trapecio de dirección que satisfaga la correlación de los ángulos  $\delta_e$  y  $\delta_i$ .



**Figura 2.21** Cuadrilátero de Ackerman  
(Guevara et al. 2020)

En el trapecio se aprecia que:

$$\tan \theta = \frac{\frac{d}{2}}{L} = \frac{d}{2L} \quad [2.40]$$

Donde:

$\theta$  = Ángulo de orientación de los brazos de la dirección.

$d$  = Distancia entre los ejes de los pivotes de la dirección de las manguetas de las ruedas.

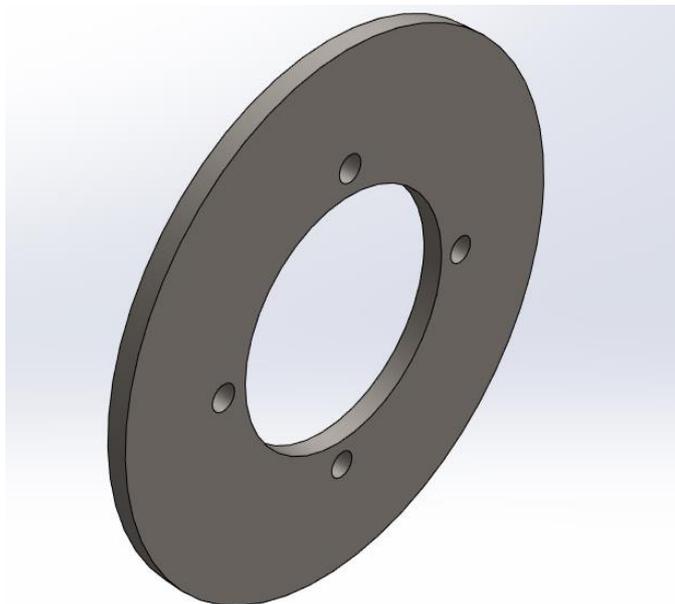
## CAPÍTULO III

### 3.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

#### 3.1.1 DISEÑO DE LOS COMPONENTES PARA EL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS PARA UN VEHÍCULO TIPO BAJA SAE

##### 3.1.1.1 Disco de freno delantero

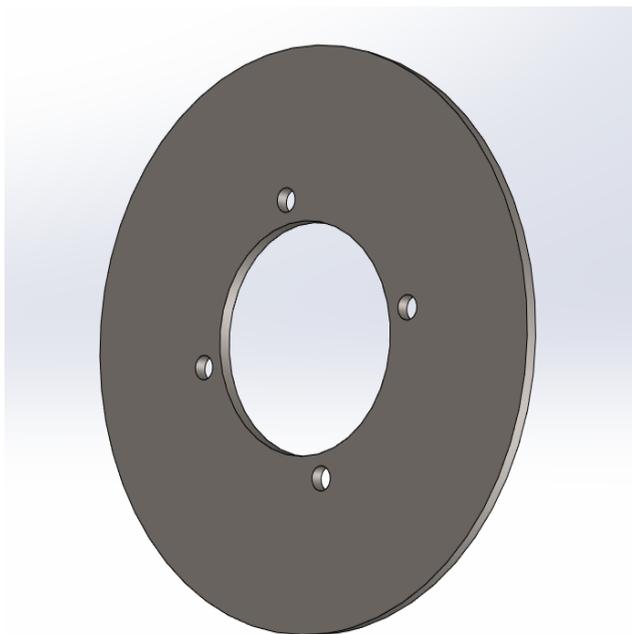
Para el diseño del disco de freno se empleó un acero ASTM A36 ya que este está sometido a intercambios de calor, tiene un diámetro exterior de 120 mm, un diámetro interior de 48 mm, cuenta con 4 orificios de sujeción con un diámetro de 5.1 mm y un espesor de 4 mm, como se puede observar en el anexo I.



**Figura 3.1** Disco de freno delantero

##### 3.1.1.2 Disco de freno trasero

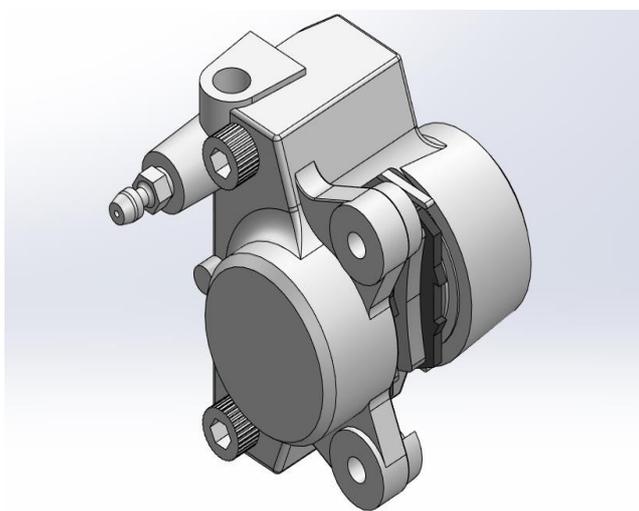
Para el diseño del disco de freno se empleó un acero ASTM A36 ya que este está sometido a intercambios de calor, tiene un diámetro exterior de 102 mm, un diámetro interior de 48 mm, cuenta con 4 orificios de sujeción de 5.1 mm de diámetro y un espesor de 4mm, como se puede apreciar en el anexo II.



**Figura 3.2** Disco de freno delantero

### 3.1.1.3 Mordazas de freno

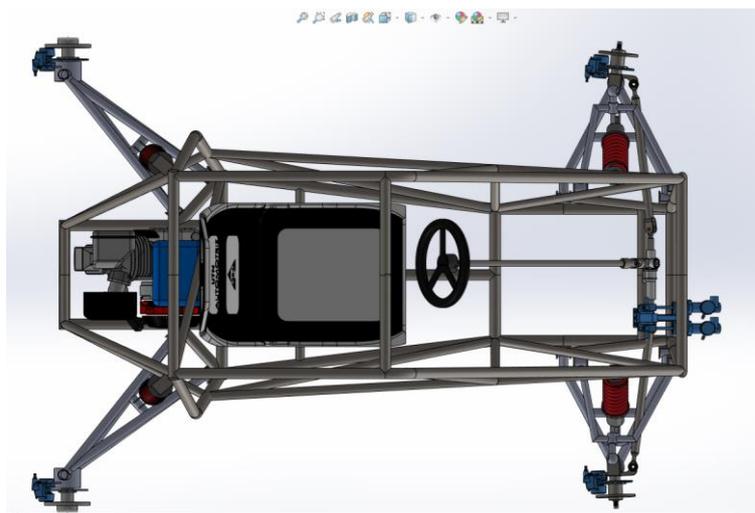
Debido a las limitaciones en el país para el proceso de manufactura de las mordazas de freno y por la limitación de espacio disponible en el diseño ya existente, se utilizó mordazas ya fabricadas en este caso por sus dimensiones se optó por mordazas de moto, las cuales cuentan con las características mencionadas en la tabla 3.3. Razón por la cual se tomó este diseño para el presente proyecto.



**Figura 3.3** Mordaza de freno

### 3.1.1.4 Ensamble del sistema de frenos al chasis

Una vez realizado el diseño de todos los componentes que conforman el sistema de frenos en el software de diseño CAD 3D se procedió con el ensamblaje de cada una de sus partes en el bastidor del prototipo BAJA SAE previamente diseñado en el trabajo de grado con tema “Diseño y construcción del bastidor y sistema de suspensión de un vehículo según la normativa baja SAE” (Pachito y Becerra 2021) como se muestra en la figura 3.4.



**Figura 3.4** Vista superior del ensamblaje del chasis con el sistema de frenos

### 3.1.1.5 Volante

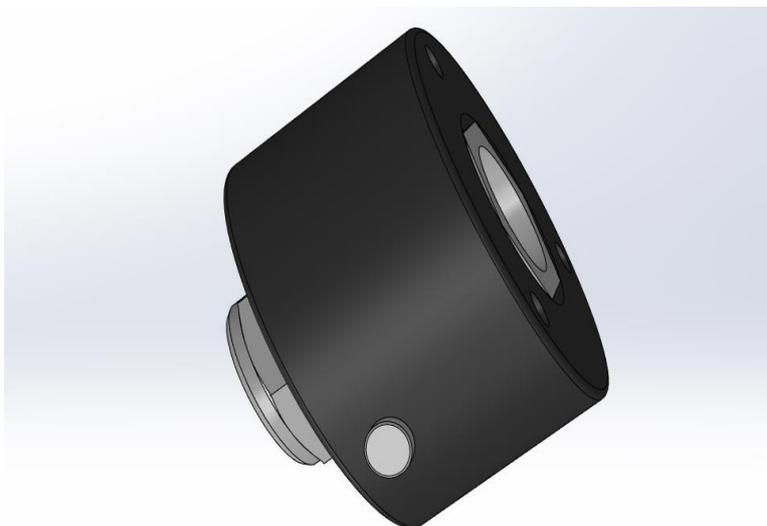
En referencia a la normativa BAJA SAE el volante se diseñó con las siguientes medidas: un diámetro exterior de 240mm y un diámetro interior de 56mm.



**Figura 3.5** Volante de dirección

### 3.1.1.6 Acople rápido

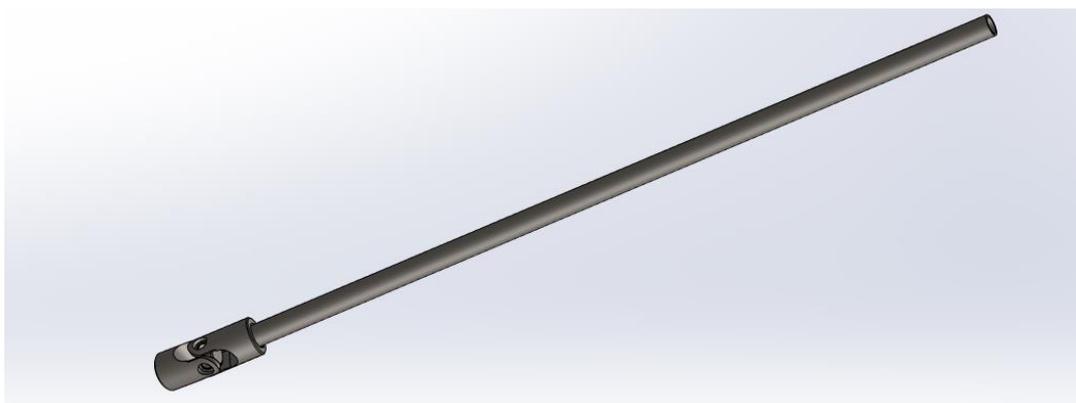
Según la normativa el volante debe contar con un acople rápido para permitir al piloto un montaje y desmontaje fácil, así como brindar seguridad y no debe afectar a la maniobrabilidad del sistema.



**Figura 3.6** Acople rápido para el volante de dirección

### 3.1.1.7 Columna de dirección

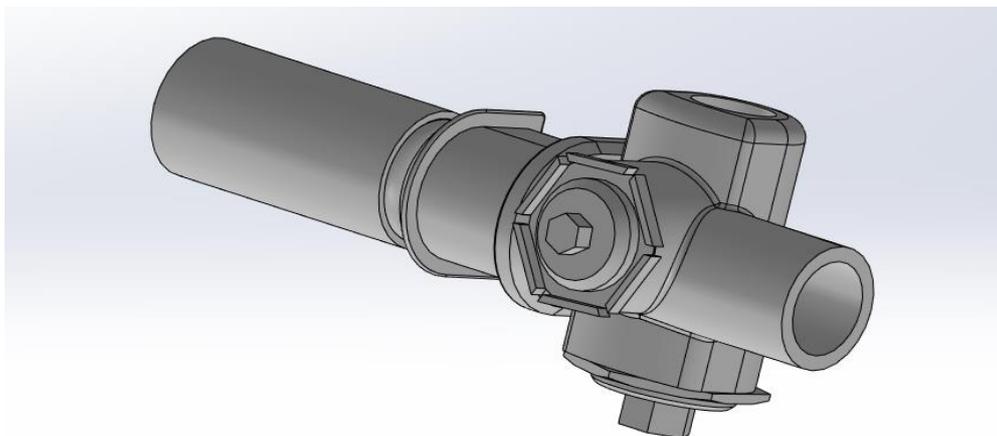
Para el diseño se usó un acero ASTM A36 debido a que este componente está sometido a esfuerzos de torsión, tiene un diámetro de 17mm y una longitud de 630mm.



**Figura 3.7** Columna de dirección

### 3.1.1.8 Caja de dirección

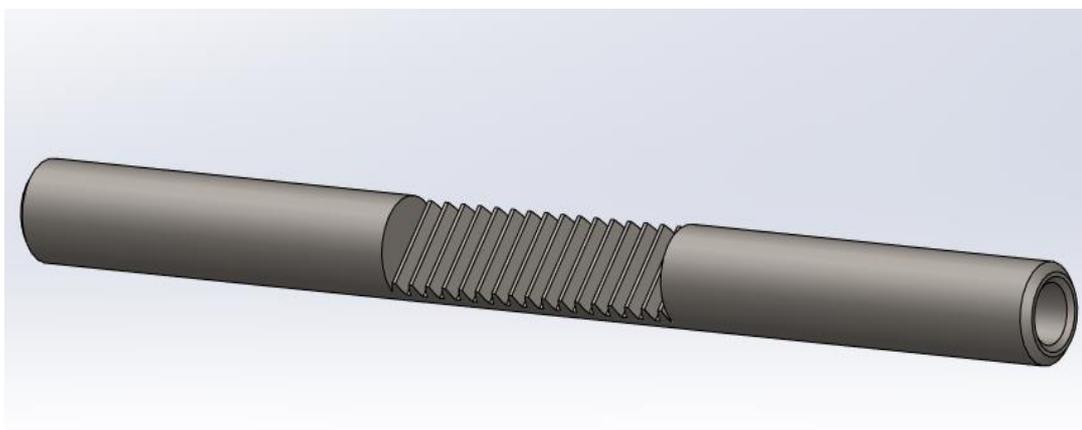
El diseño de la caja se realizó en aleación de aluminio SAE 1060, en esta se alojan los componentes piñón y cremallera, además soporta grandes cargas y sirve de protección a para el piñón y cremallera.



**Figura 3.8** Caja de dirección

### 3.1.1.9 Cremallera de dirección

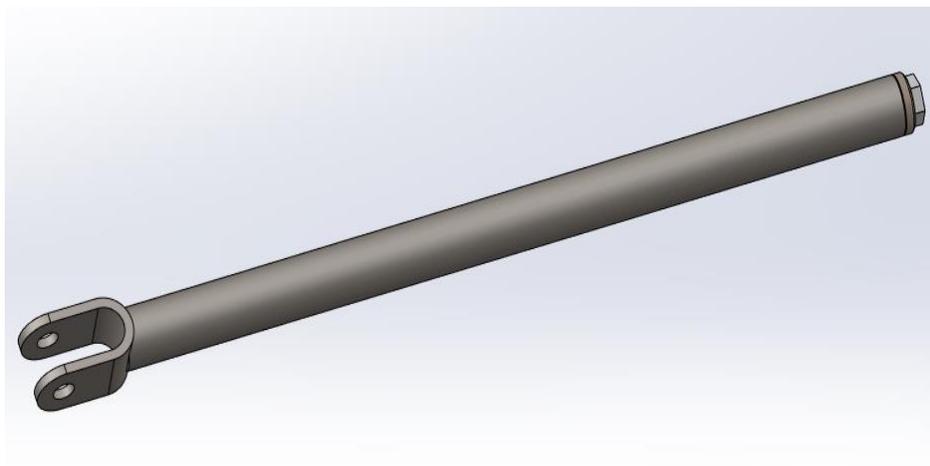
El diseño de la cremallera se realizó en acero 1023 al carbono, ya que esta debe tener resistencia al desgaste por estar en contacto permanente con el piñón, tiene una longitud de 228,52mm y un diámetro de 16,5mm.



**Figura 3.9** Cremallera de dirección

### 3.1.1.10 Axiales

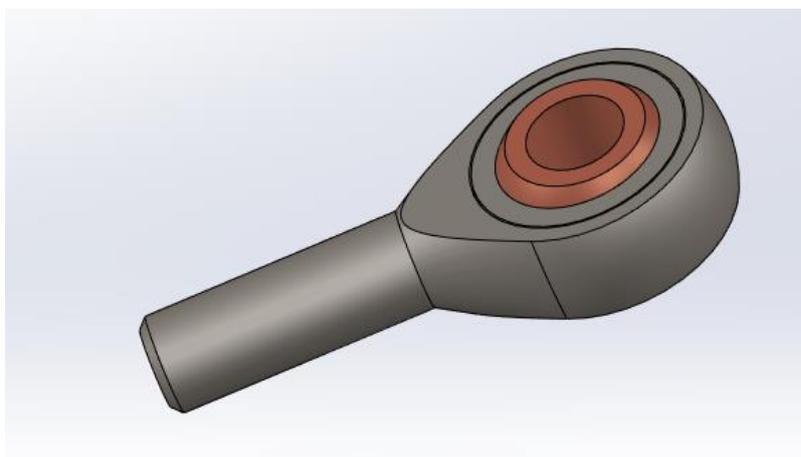
El diseño se realizó con un acero 1023 al carbono debido a que este componente está sometido a esfuerzos de tensión y compresión, tiene una longitud de 421.49mm y un diámetro de 18.5mm.



**Figura 3.10** Axiales de dirección

### 3.1.1.11 Terminales

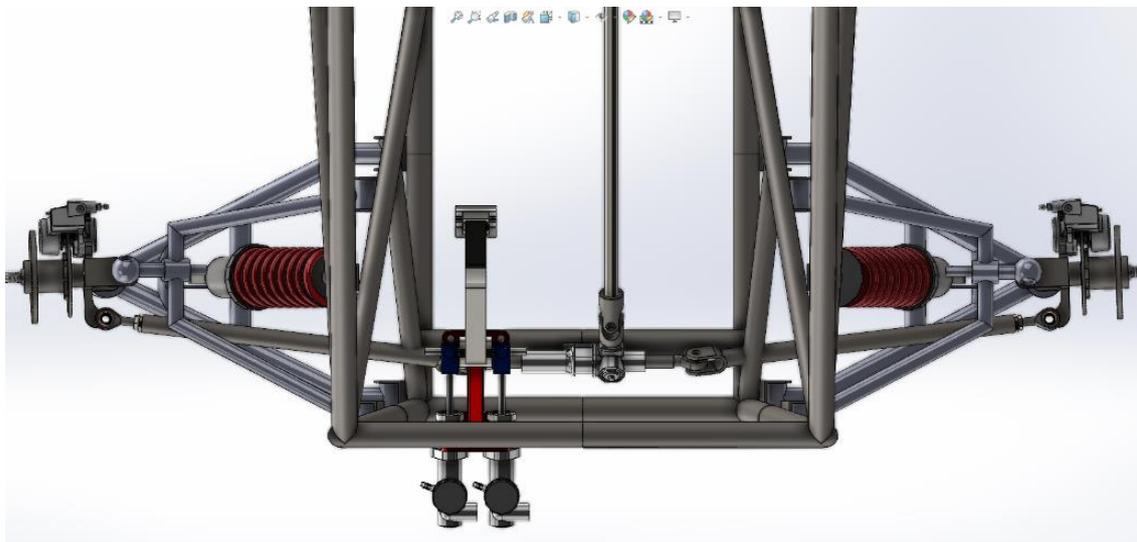
El diseño se realizó con un acero 1023 al carbono, este elemento tiene dos grados de libertad logrando atenuar las irregularidades del camino para que estas no sean transmitidas directamente a la barra de dirección.



**Figura 3.11** Terminales de dirección

### 3.1.1.12 Ensamble del sistema de dirección al chasis

Una vez realizado el diseño de todos los componentes que conforman el sistema de dirección en el software de CAD 3D se procedió a realizar el ensamble de cada uno de los componentes en el bastidor del prototipo BAJA SAE como se muestra en la figura 3.12.



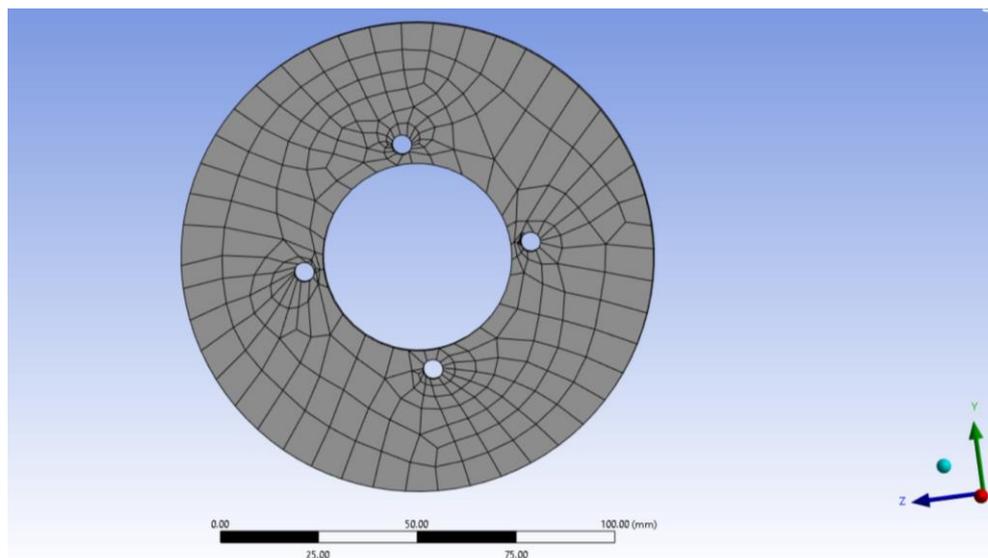
**Figura 3.12** Ensamble del sistema de dirección en el chasis tipo baja SAE

## 3.1.2 SIMULACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENOS Y DIRECCIÓN

### 3.1.2.1 Disco de freno trasero BAJA SAE

- **Generación de la malla**

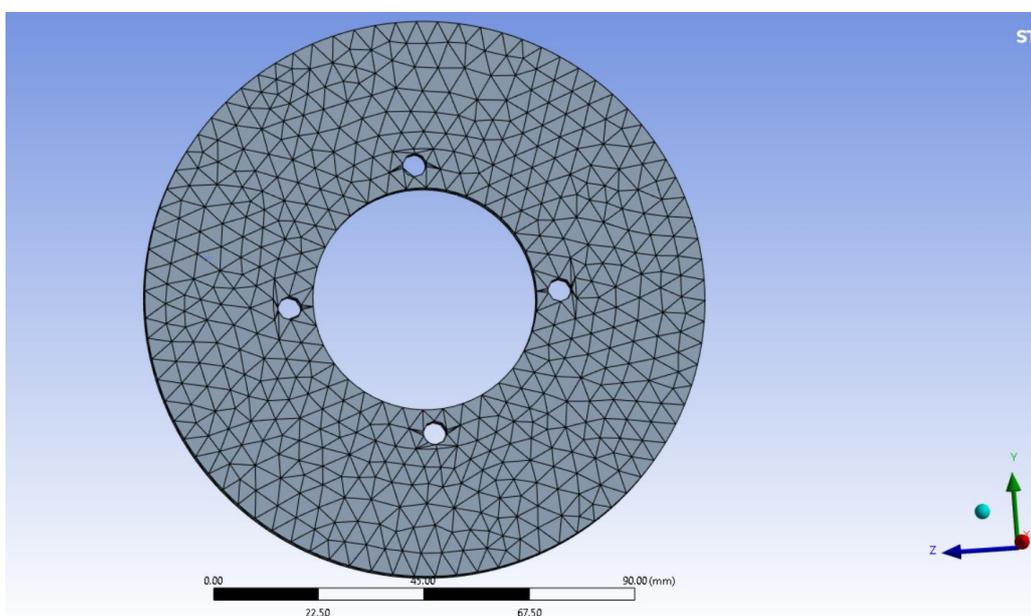
El software de simulación *Ansys Mechanical* versión estudiantil realiza una malla por defecto la cual se ajusta a la geometría del modelo. Debido a que se trabaja con radios, se debe prestar especial énfasis en capturar la proximidad de la geometría y trabajar con valores preestablecidos en la geometría de los elementos del mallado. Por lo demás, al no considerar una discretización de los elementos finitos, el software calcula los demás parámetros por defecto, figura 3.13.



**Figura 3.13** Mallado del disco de freno

El software calcula automáticamente el número de elementos de la malla en condiciones de cambios de geometría, de tal manera se puede apreciar en la imagen anterior una mayor cantidad de elementos en el área de los agujeros del elemento de sujeción.

Para una solución más precisa, se debe incrementar el número de los elementos del mallado figura 3.14. Según las dimensiones de la geometría del modelo, se procede a realizar un refinamiento de malla manual.



**Figura 3.14** Mallado del disco de freno posterior

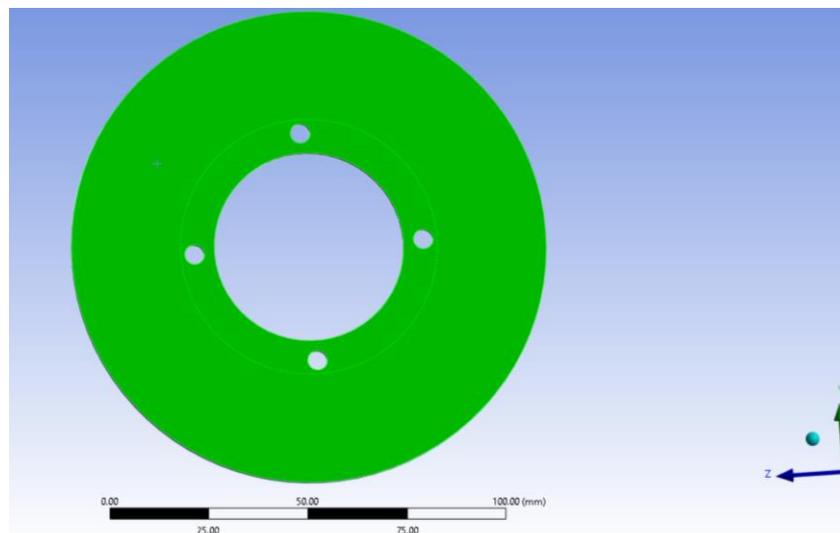
La siguiente tabla, muestra una descripción general de las características de la malla.

**Tabla 2.5** Estadística de la malla disco de freno posterior

PARÁMETRO	VALOR
Nodos	7 836
Elementos	4 021

- **Condiciones de contorno**

Al momento de hacer contacto con las pastillas de freno, el disco experimenta intercambio de calor de las siguientes formas de transferencia de calor: Convección y conducción.

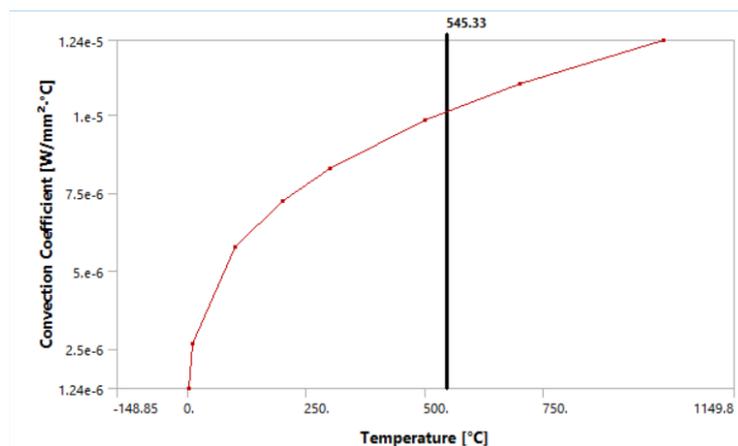


**Figura 3.15** Condiciones de contorno del disco de freno posterior

La figura 3.15 muestra la aplicación de las condiciones de frontera al problema térmico de estado estacionario en el disco de freno, posteriormente, se procede a definir las diferentes soluciones del análisis térmico.

- **Coefficiente de convección térmico**

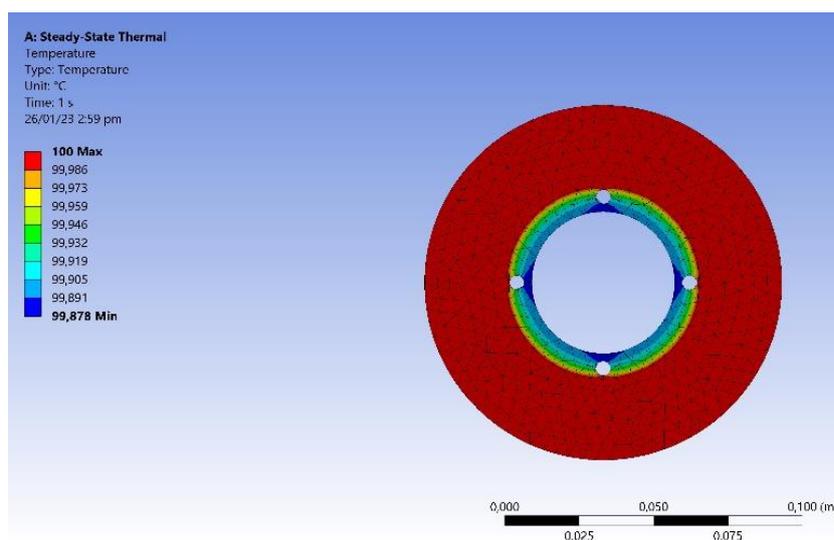
El material del disco de freno es Acero A36, para el cual el coeficiente de convección térmica es el siguiente:



**Figura 3.16** Coeficiente de convección térmico del acero A36

- **Temperatura total en el disco de freno**

Considerando la presión de salida de las bombas que se observa en la fórmula 2.17 se realiza la simulación térmica la cual indica que el disco alcanza una temperatura máxima de 100°C al primer segundo de haber aplicado la presión de las pastillas, la distribución de temperatura se muestra en la figura 3.17.

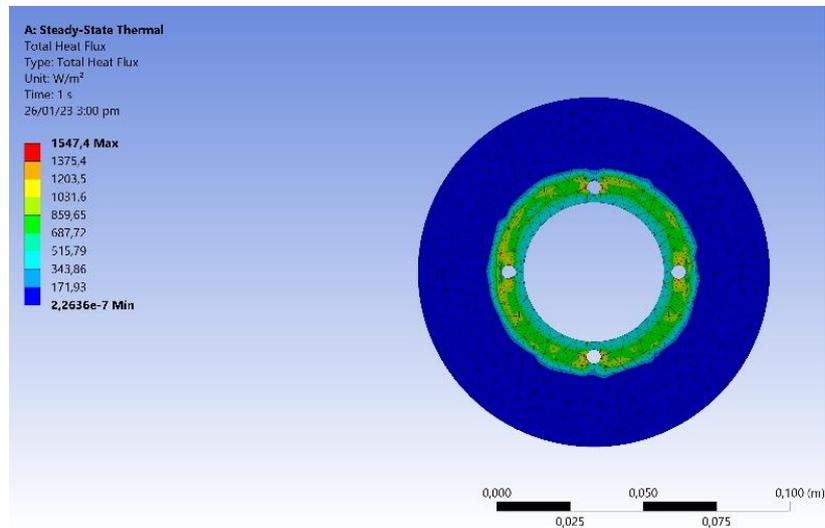


**Figura 3.17** Distribución de temperatura en el disco de freno posterior

- **Flujo de calor total**

El flujo de calor máximo se localiza en la sección interior del disco de freno, con un valor correspondiente de 0,015W/mm<sup>2</sup> al primer segundo de aplicado el frenado. Con esto

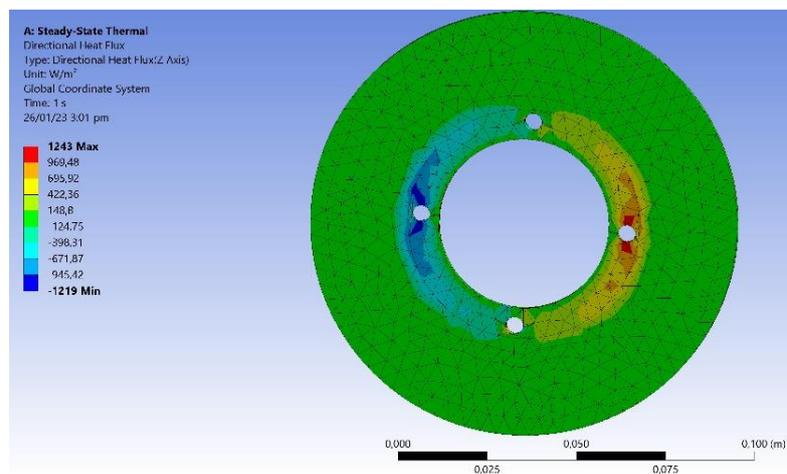
se concluye que el flujo de calor se transporta desde la pista de contacto de la pastilla hacia la región central del disco. La parte azul muestra el proceso de enfriamiento debido a que esa superficie está en contacto con el aire. Como se muestra en la figura 3.18.



**Figura 3.18** Flujo de calor total en el disco de freno

- **Flujo de calor direccional**

El calor direccional muestra la dirección del calor según el contacto de las pastillas en la superficie del disco, el valor máximo de  $0,012\text{W}/\text{mm}^2$  indica el flujo de calor al momento de que las pastillas aprietan el disco, en la figura 3.19 se aprecia que la región azul muestra el proceso de enfriamiento después del contacto.

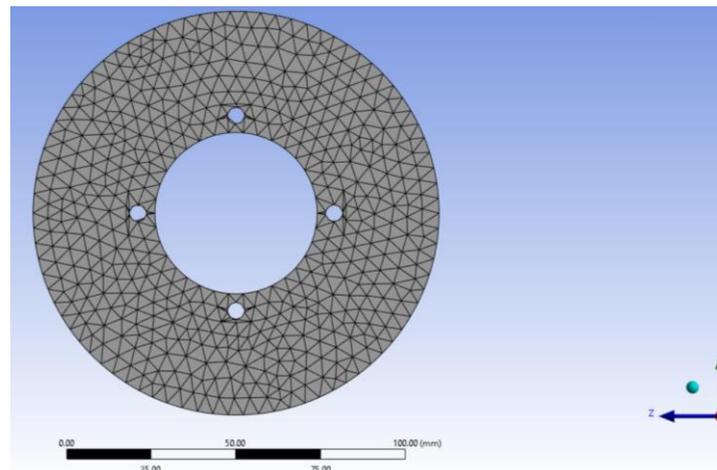


**Figura 3.19** Flujo de calor direccional en el disco de freno

### 3.1.2.2 Disco de freno delantero

- **Generación de la malla**

El software de simulación realiza una malla por defecto ajustándose a la geometría del modelo. Debido a que se trabaja con radios, se debe prestar especial énfasis en capturar la proximidad de la geometría y trabajar con valores preestablecidos en la geometría de los elementos del mallado. Por lo demás, al no considerar una discretización de los elementos finitos, el software calcula los demás parámetros por defecto. Figura 3.20.



**Figura 3.20** Mallado del disco de freno delantero

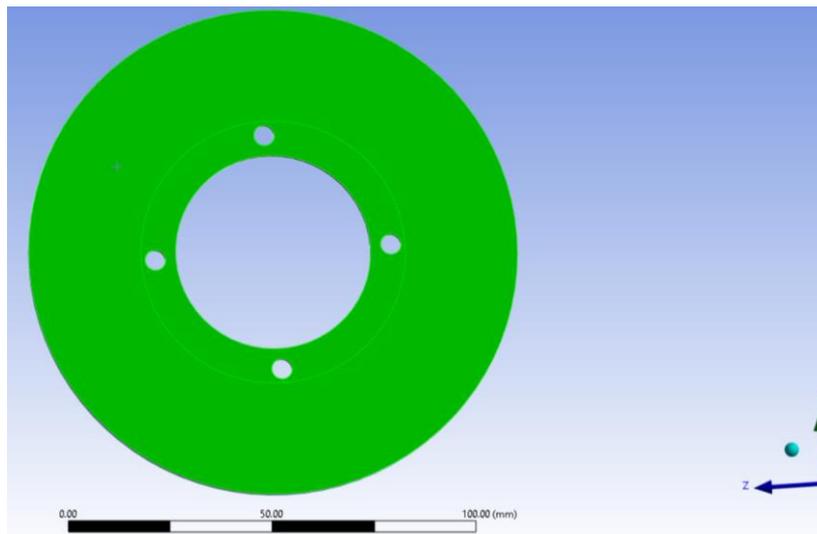
**Tabla 2.6** Estadística de la malla disco de freno delantero

PARÁMETRO	VALOR
Nodos	7 836
Elementos	4 021

- **Condiciones de contorno**

Al momento de hacer contacto con las pastillas de freno, el disco experimenta intercambio de calor de las siguientes formas de transferencia de calor: Convección y conducción. Figura 3.21.

El disco de freno delantero experimenta mayor presión de frenado, por ende, se debe considerar un incremento en la temperatura por el proceso de frenado.

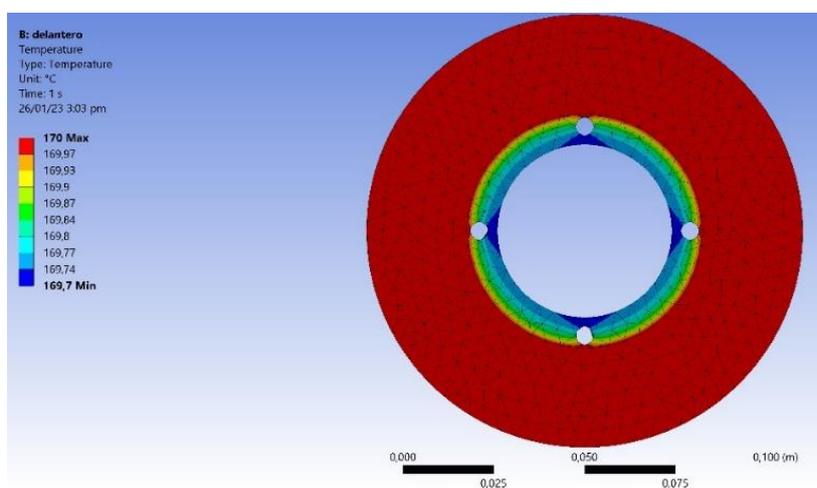


**Figura 3.21** Condiciones de contorno del disco de freno delantero

La figura 3.21 muestra la aplicación de las condiciones de frontera al problema térmico de estado estacionario en el disco de freno, posteriormente, se procede a definir las diferentes soluciones del análisis térmico.

- **Temperatura total en el disco de freno**

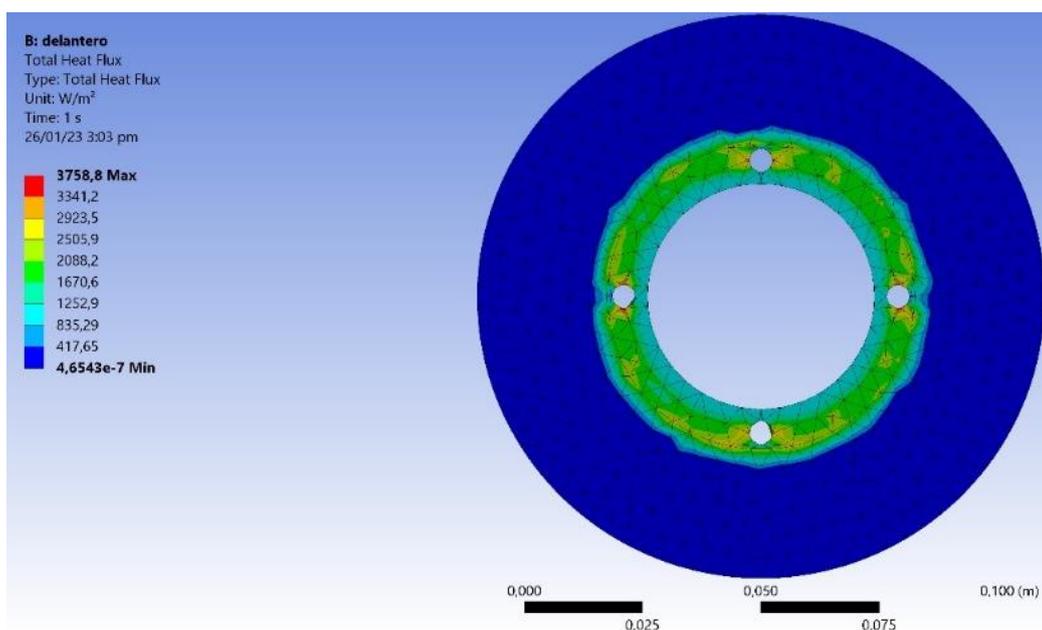
Considerando la presión de salida de las bombas que se observa en la fórmula 2.16 se realiza la simulación térmica la cual indica que el disco alcanza una temperatura máxima de  $170^{\circ}\text{C}$  al primer segundo de aplicada la presión de las pastillas, la distribución de temperatura se muestra en la figura 3.22.



**Figura 3.22** Distribución de temperatura en el disco de freno delantero

- **Flujo de calor total**

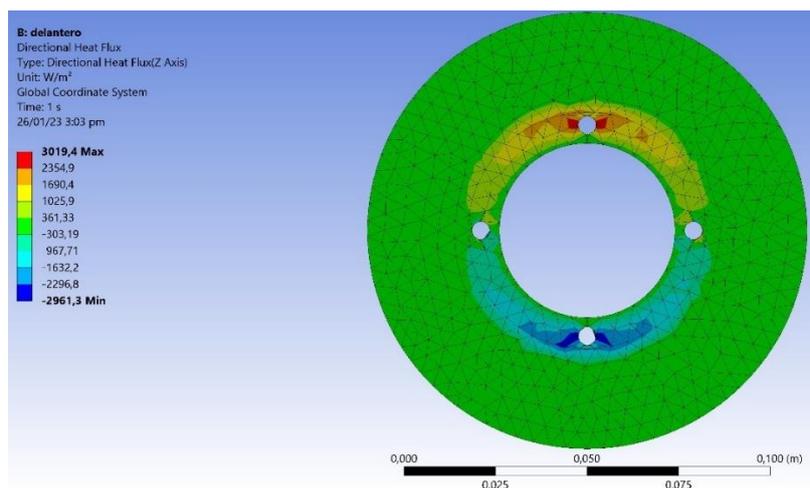
Al igual que el otro caso, el flujo de calor máximo se localiza en la sección interior del disco de freno, con un valor correspondiente de  $0,037 \text{ W/mm}^2$  al primer segundo de haber presionado el freno. Con esto se concluye que el flujo de calor se transporta desde la pista de contacto de la pastilla hacia la región central del disco. La parte azul muestra el proceso de enfriamiento debido a que esa superficie está en contacto con el aire. Como se observa en la figura 3.23.



**Figura 3.23** Flujo de calor total en el disco de freno delantero

- **Flujo de calor direccional**

Otro de los puntos que de importancia dentro del análisis del comportamiento del disco de freno es el calor direccional mismo que se encarga de dar a conocer la dirección del calor según el área de contacto que tienen las pastillas en la superficie del disco, de tal manera que el valor máximo de  $0,030 \text{ W/mm}^2$  indica el flujo de calor en el momento en que las pastillas aprietan el disco generando el efecto de frenado, la región azul muestra el proceso de enfriamiento después del contacto. Como se observa en la figura 3.24.



**Figura 3.24** Flujo de calor direccional disco de freno delantero

### 3.1.2.3 Resultados del análisis térmico del disco de freno

Debido al contacto que se genera por el deslizamiento entre la pastilla y el disco de freno, se realizó un análisis térmico al disco de freno para poder conocer las condiciones de trabajo a las cuales serán sometidos los mismos, ya que el flujo de la temperatura que nos indica el análisis nos dice que se transmite desde su exterior hacia su interior de la masa mismo que se produce por convección y conducción.

Se tomó en cuenta que la aplicación de la presión que emiten las bombas durante el tiempo de un segundo hacia el disco presenta una temperatura máxima con valores de: 170°C en el disco delantero debido a que este es quien soporta la mayor carga al momento de aplicación del freno y un valor de 100°C en el disco posterior debido a que este soporta una menor carga en relación al freno delantero durante el proceso de detención del vehículo. En la tabla 4.1 se presentan los valores arrojados por la simulación realizada.

**Tabla 3.1** Análisis térmico del disco de frenos

	<b>DISCO DELANTERO</b>	<b>DISCO POSTERIOR</b>
Coefficiente de convección térmica (acero A36)	0,054 W/mm <sup>2</sup>	0,054 W/mm <sup>2</sup>
Temperatura a 1 segundo de aplicación	170 °C	100 °C
Flujo de calor Direccional	0,030 W/mm <sup>2</sup>	0,012 W/mm <sup>2</sup>
Flujo de calor Total	0,037 W/mm <sup>2</sup>	0,015 W/mm <sup>2</sup>

### 3.1.2.4 Análisis mecanismo Piñón-cremallera

- **Generación del contacto**

Se debe especificar en el software el contacto del piñón y la cremallera figura 3.25, el objetivo de la generación del contacto es especificar al software que existen dos elementos que hacen contacto continuo. En base a ese principio, se especifica el tipo de contacto como “no separation”.



**Figura 3.25** Generación de contacto piñón-cremallera

- **Mallado**

Se realizó un procedimiento de discretización de malla para obtener una matriz de rigidez consistente y poder resolver el problema de elementos finitos, por lo cual se estableció un tamaño del elemento de 3 mm y la calidad objetivo del elemento de 5e-02.

**Tabla 2.7** Estadísticas de la malla piñón-cremallera

PARÁMETRO	VALOR
Nodos	7 836
Elementos	4 021
Radio de transición	0,272
Capas máximas	5
Radio de crecimiento	1,200

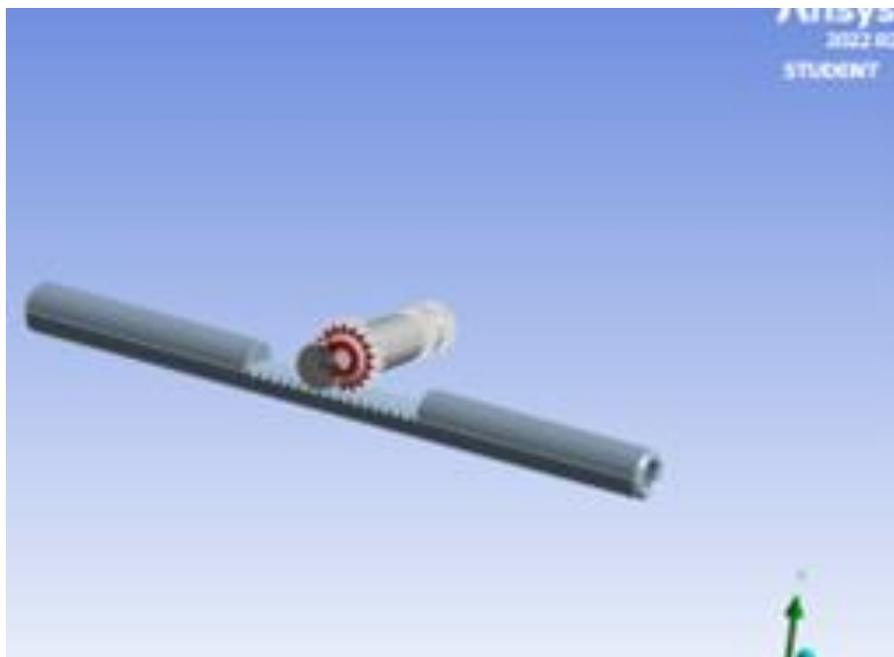
- **Condiciones de contorno**

#### Momento Aplicado por el Piñón

Se obtiene una fuerza de rotación ejercida por el movimiento angular del piñón sobre la cremallera, para el análisis se empleó un torque de 100 Nmm, el cual aplicado se representa gráficamente a través de la siguiente ilustración.

Hay que destacar que el tiempo de aplicación del torque es de 1 segundo.

A continuación, en la figura 3.26, se muestra la aplicación del momento generado por el piñón en Ansys.

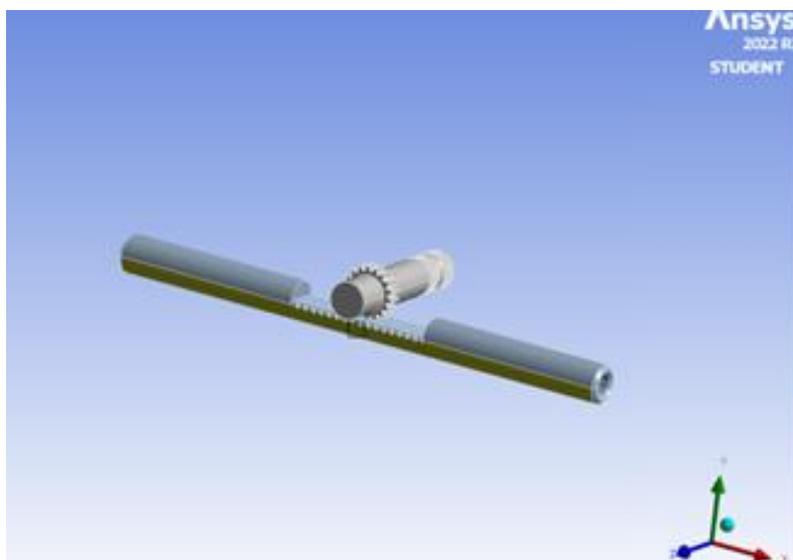


**Figura 3.26** Aplicación del momento piñón-cremallera

- **Condición de no desplazamiento**

La cremallera únicamente se mueve al recibir el contacto y mediante la rotación del piñón, por ese motivo a la cremallera se le asigna una condición de no desplazamiento figura 3.27, ya que únicamente reacciona en consecuencia del movimiento del piñón, mientras eso no sucede permanece estática.

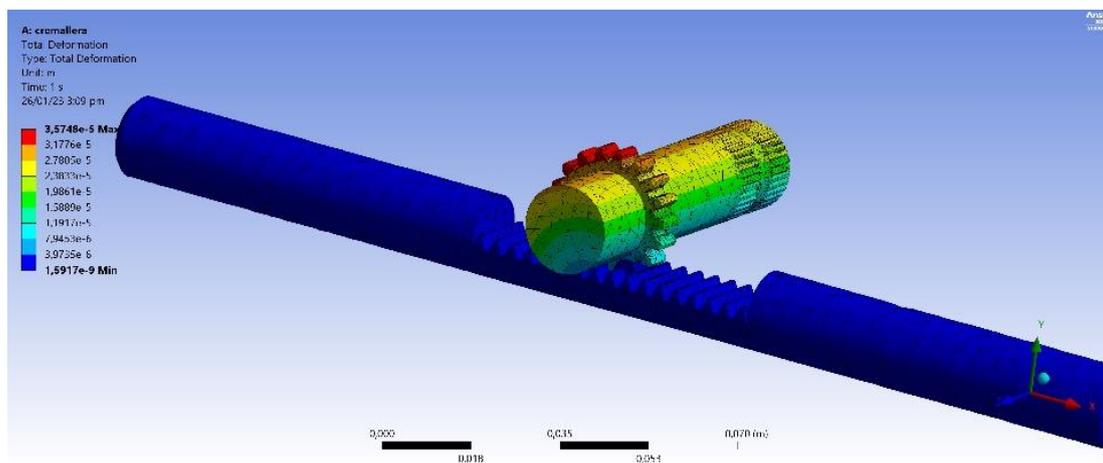
A continuación, se asigna a la cremallera la condición de desplazamiento remoto anulando los 6 grados de libertad configurables.



**Figura 3.27** Condición de no desplazamiento piñón-cremallera

- **Resultados de la deformación**

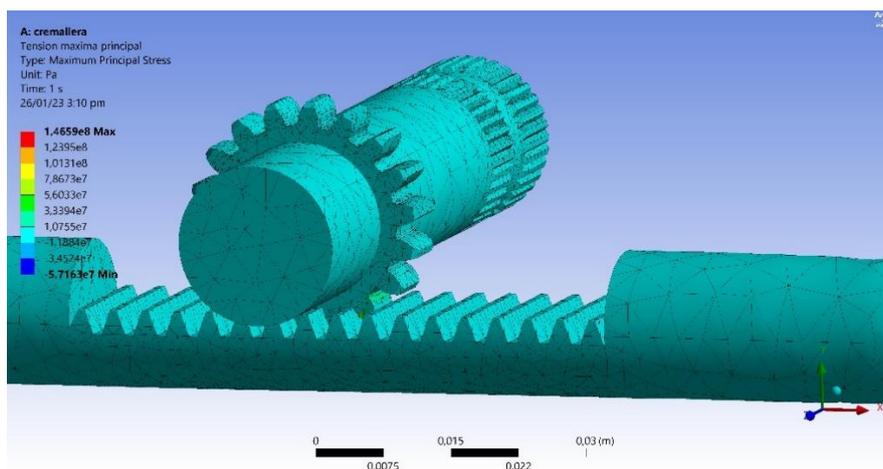
La solución indica que el elemento expuesto a condiciones críticas es el piñón, se puede evidenciar que la deformación máxima es de 0,03 mm en base a las condiciones de contorno aplicadas con anterioridad. Según la ilustración, los dientes del piñón al ser los elementos de contacto sufren la mayor deformación como se muestra en la figura 3.28.



**Figura 3.28** Resultado de la deformación piñón-cremallera

- **Esfuerzo máximo principal**

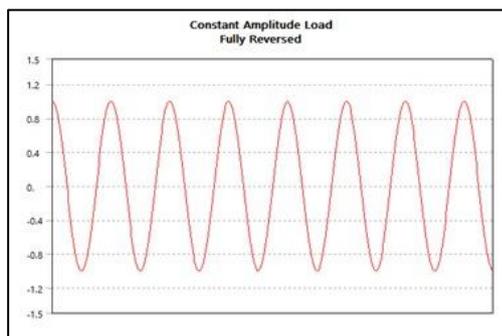
Al ser elementos sujetos a fricción, es importante conocer el esfuerzo máximo que ejercen los cuerpos al hacer contacto, bajo las condiciones de frontera mencionadas con antelación, los resultados indican un esfuerzo máximo principal de 146,59 MPa, los elementos críticos de tensión son los dientes tanto de la cremallera como del piñón, esto se puede observar en la figura 3.29.



**Figura 3.29** Esfuerzo principal piñón-cremallera

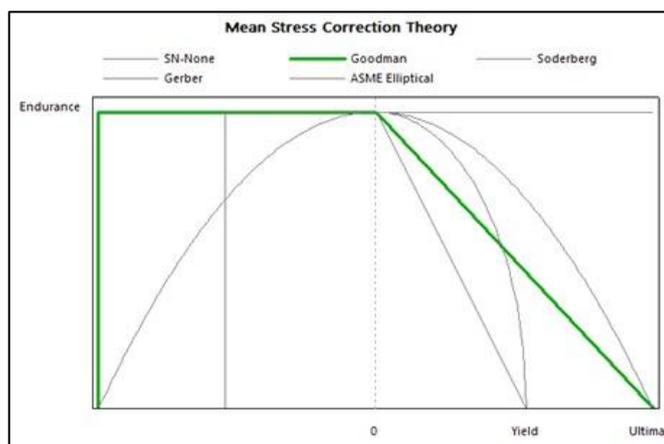
- **Fatiga y factor de seguridad**

Para establecer los fallos por fatiga, se debe estipular la amplitud de la carga aplicada como una función sinusoidal, a continuación, se puede observar la gráfica basada en el índice cero, figura 3.30.



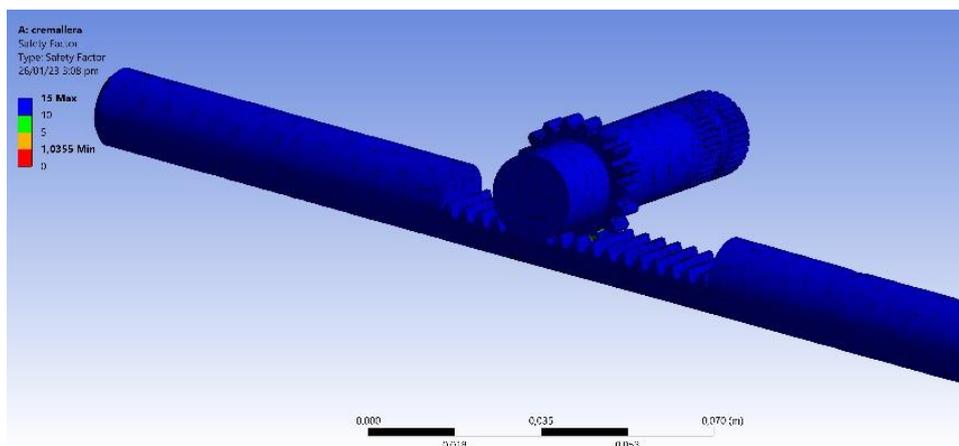
**Figura 3.30** Factor de seguridad piñón-cremallera

Gracias a la teoría de Goodman se puede conocer la resistencia a la fatiga de los materiales, para el modelo en particular se ha empleado un número de ciclos de trabajo correspondiente a  $1e+009$  ciclos. Se utilizó el método de Goodman debido a que la carga es fluctuante ya que únicamente se aplica al momento de maniobrar la dirección del vehículo. La figura 3.31 muestra un descenso pronunciado a medida que se van cumpliendo los ciclos de trabajo.



**Figura 3.31** Fatiga del material empleado

El factor de seguridad que se obtiene es de 1,035, de manera ingenieril se tiene un sobredimensionamiento mínimo como se muestra en la figura 3.32, es necesario considerar una disminución en la carga sujeta al piñón y cremallera o la elección de un material con una mejor resistencia a la fatiga.



**Figura 3.32** Factor de seguridad piñón-cremallera

### 3.1.2.5 Análisis contacto piñón - cremallera

Para el análisis del mecanismo piñón-cremallera se estableció una condición de no desplazamiento debido a que este elemento solo inicia su movimiento cuando el piloto acciona la dirección, considerando un torque de 100 N mm durante 1 segundo, lo cual nos entregó los siguientes resultados. Tabla 3.4.

**Tabla 3.4** Análisis realizado al conjunto piñón- cremallera

TIPO DE ANÁLISIS	FUERZA APLICADA (TORQUE)	VALOR OBTENIDO
Deformación máxima	100 N mm	0,030 mm
Esfuerzo máximo	100 N mm	146,590 MPa
Factor de seguridad	100 N mm	1,035

Basándose en los resultados obtenidos en la simulación se pudo afirmar que durante el periodo establecido y con la aplicación del torque especificado este conjunto llegaría a tener una deformación de 0.03 mm después de un millón de ciclos de funcionamiento, resistiendo una presión máxima de 146,59 MPa en los puntos críticos del conjunto que son los dientes tanto de la cremallera como del piñón, y a su vez muestra un factor de seguridad de 1,035 el cual nos garantiza el funcionamiento seguro del mismo

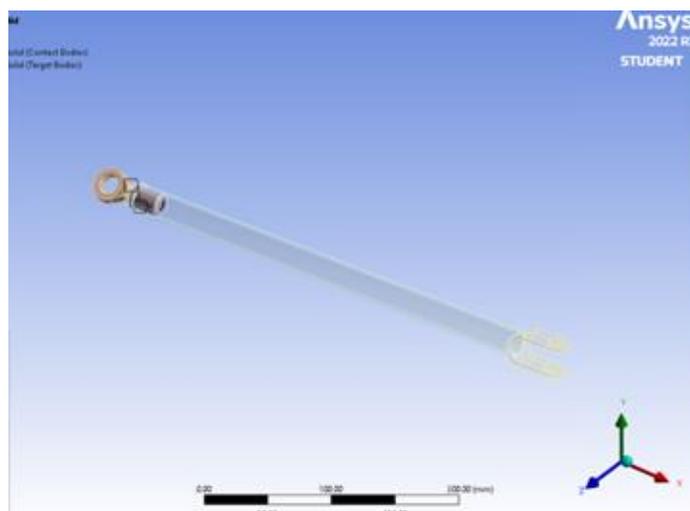
### 3.1.2.6 Análisis axiales

- **Generación de los contactos**

Debido a que es un ensamblaje de varios elementos, se tienen diversos contactos a considerar.

- **Contacto terminal y buje**

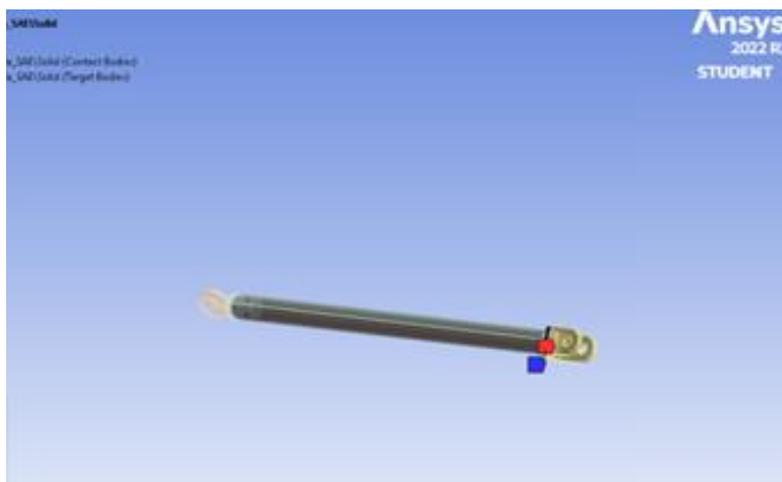
Este tipo de contacto es especial, debido a la presión que es ejercida en la cara superior de la superficie del terminal, este contacto se lo considera como un contacto friccional. Figura 3.33.



**Figura 3.33** Contacto terminal - buje

- **Contacto varilla y horquilla**

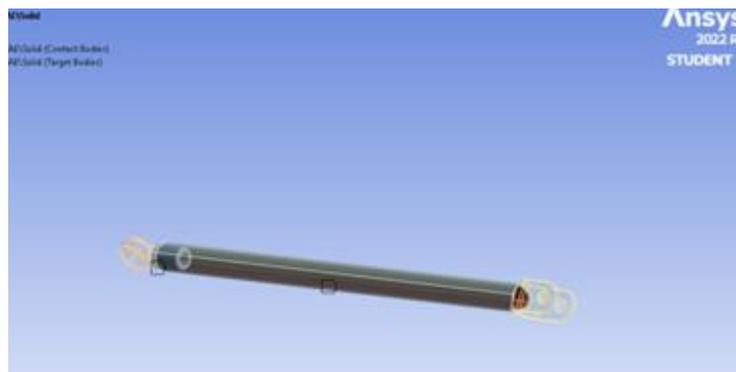
Existe un contacto denominado de no separación, ya que la horquilla se encuentra soldada en la varilla. Figura 3.34.



**Figura 3.34** Contacto varilla – horquilla

- **Contacto buje y varilla**

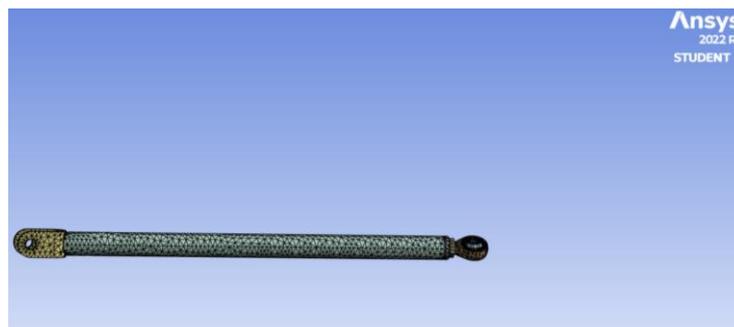
Un contacto del tipo friccional, ya que los dos elementos se encuentran empotrados y sujetos por una tuerca, la acción de la presión en la superficie del terminal genera una fricción. Figura 3.35.



**Figura 3.35** Contacto buje – varilla

- **Generación de la malla**

Se delimito un mallado con un tamaño de elemento de 4 mm, debido a que, al contener cuerpos cilíndricos, un elemento pequeño se adapta mejor a geometrías curvilíneas, de tal manera una mayor cantidad de elementos tetraédricos se pueden juntar en superficies cilíndricas. Figura 3.36.



**Figura 3.36** Generación de malla

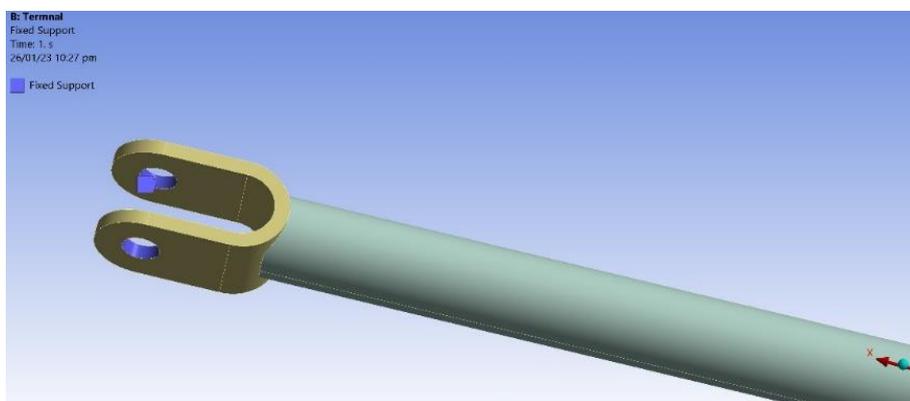
En la tabla 2.8 se detalla las características del mallado en el axial de la dirección, la cual nos indica el número de nodos y elementos que se generan en la pieza.

**Tabla 2.8** Estadísticas de la malla buje-tuerca

PARÁMETRO	VALOR
Nodos	26 336
Elementos	12 834
Radio de transición	0,272
Capas máximas	5
Radio de crecimiento	1,200

- **Condiciones de contorno**

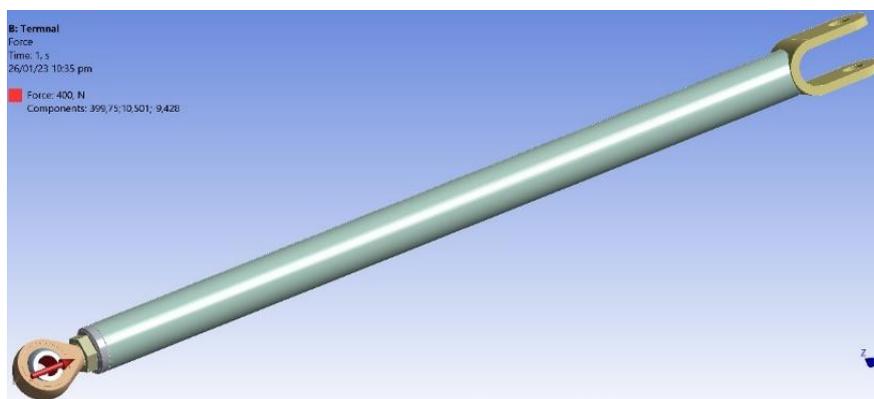
Debido a que la horquilla se conecta directamente a la salida de la cremallera figura 3.37, se la considera fija para este análisis.



**Figura 3.37** Condición de apoyo fijo

- **Fuerza aplicada**

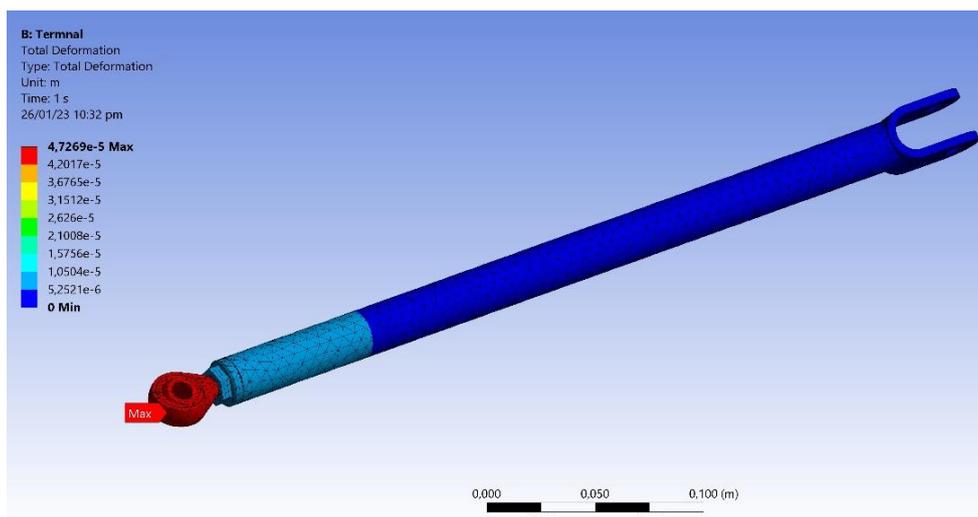
Una fuerza generada por acción del movimiento producido por el desplazamiento de la cremallera la cual actúa sobre el terminal mismo que se encuentra unido a la mangueta para producir el giro del neumático, figura 3.38, la fuerza usada en el análisis es de 400 N.



**Figura 3.38** Presión aplicada

- **Deformación total**

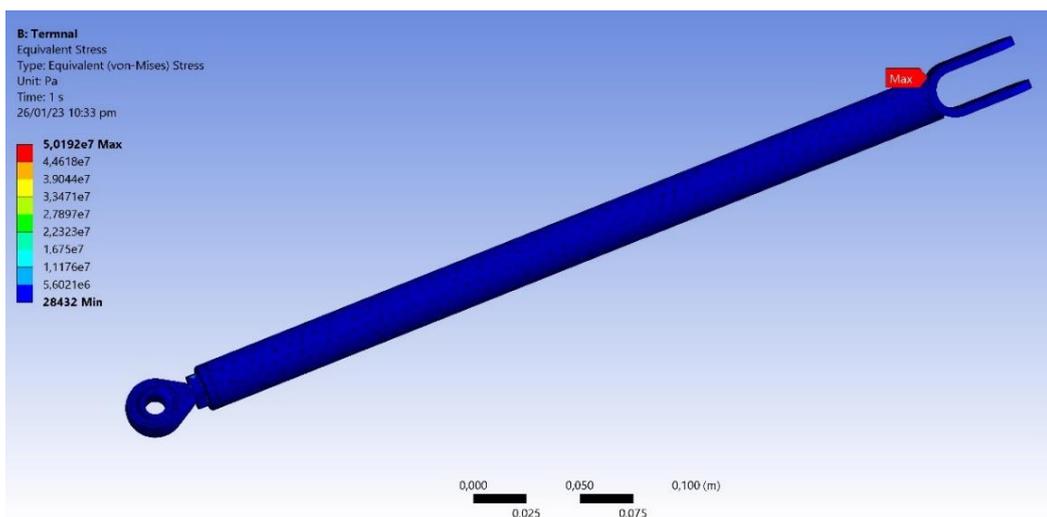
La deformación máxima se encuentra en el ojo del terminal con un valor correspondiente a 0,047 mm bajo las condiciones de contorno aplicadas con anterioridad.



**Figura 3.39** Deformación del terminal

- **Tensión equivalente (Von Mises)**

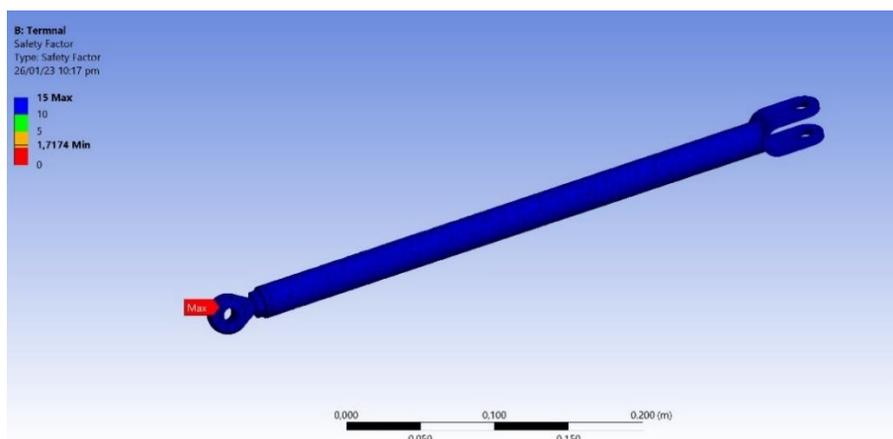
Según el análisis, la tensión equivalente máxima ocurre en el buje del ensamblado, el valor máximo alcanza los 50,192 MPa. Figura 3.40.



**Figura 3.40** Análisis de Von Mises

- **Factor de seguridad**

Se realizó el análisis para 10 millones de ciclos de trabajo, lo cual arroja un factor de seguridad de 1,717, al obtener un factor de seguridad superior a 1 permite asegurar el perfecto funcionamiento de dicho componente.



**Figura 3.41** Factor de seguridad

### 3.1.2.7 Análisis del contacto buje- terminal

En este conjunto al tener varios puntos críticos se determinó la necesidad de la fijación de los diferentes puntos de contacto para la simulación, para los cuales se estableció una fuerza de compresión de 400 N durante el ensayo. Tabla 3.5

**Tabla 3.5** Análisis del contacto buje- terminal

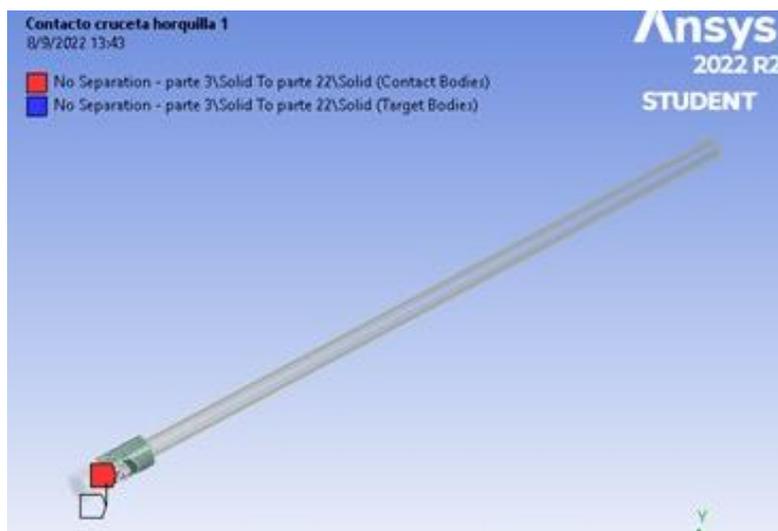
TIPO DE ANÁLISIS	FUERZA APLICADA (COMPRESIÓN)	VALOR OBTENIDO
Deformación máxima	400 N	0,047 mm
Tensión máxima	400 N	50,192 MPa
Factor de seguridad	400 N	1,717

Una vez realizado el ensayo durante 10 millones de ciclos bajo las condiciones previamente establecidas obtuvo que el conjunto llega a tener una deformación máxima de 0,13mm, y resiste una presión máxima en compresión de 50,192 MPa; lo cual arroja un factor de seguridad de 1,717 lo cual al tener un coeficiente superior a 1 garantizando así su funcionamiento.

### 3.1.2.8 Análisis columna dirección

- **Contacto horquilla 1 y cruceta**

Se definió un contacto de tipo no separación, ya que ambas geometrías permanecen unidas constantemente.



**Figura 3.42** Contacto horquilla 1 – cruceta

- **Contacto horquilla 2 y cruceta**

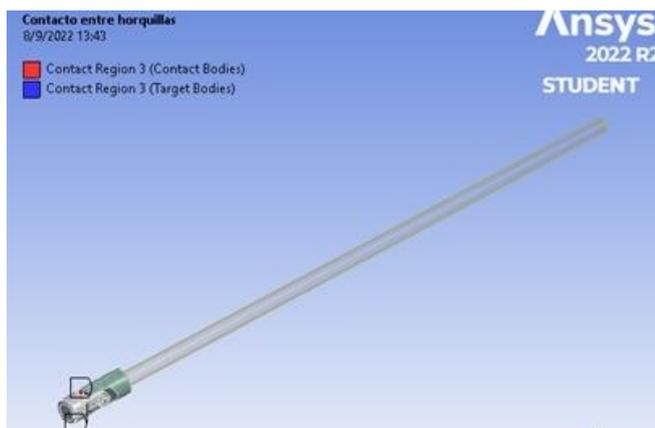
Se definió un contacto de tipo no separación, ya que ambas geometrías permanecen unidas constantemente.



**Figura 3.43** Contacto horquilla 2 – cruceta

- **Contacto entre horquillas**

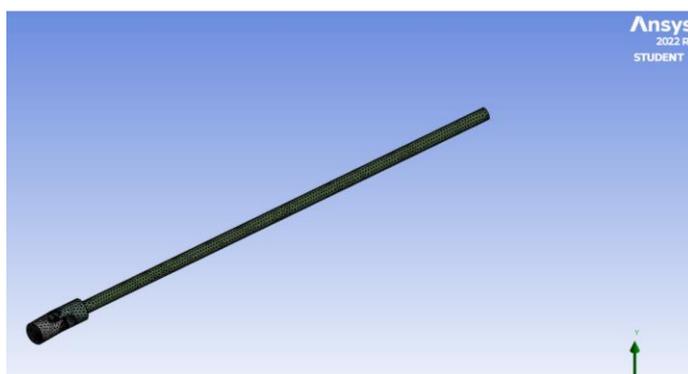
Se definió un contacto entre las horquillas, este tipo de contacto no es permanente ya que depende del comportamiento en conjunto de la junta universal.



**Figura 3.44** Contacto entre horquillas

- **Mallado**

Debido a la geometría cilíndrica de los elementos no se puede definir un mallado por defecto, para este problema, se determinó un mallado con elementos de 4 mm para que puedan adaptarse a las secciones curvas de los modelos.



**Figura 3.45** Mallado columna de dirección

En la tabla 2.9 se detalla las características del mallado en la columna de la dirección, la cual nos indica el número de nodos y elementos que se generan en la pieza.

**Tabla 2.9** Mallado columna de dirección

PARÁMETRO	VALOR
Nodos	58 222
Elementos	27 134
Radio de transición	0,272
Capas máximas	5
Radio de crecimiento	1,300

- **Condiciones de contorno**

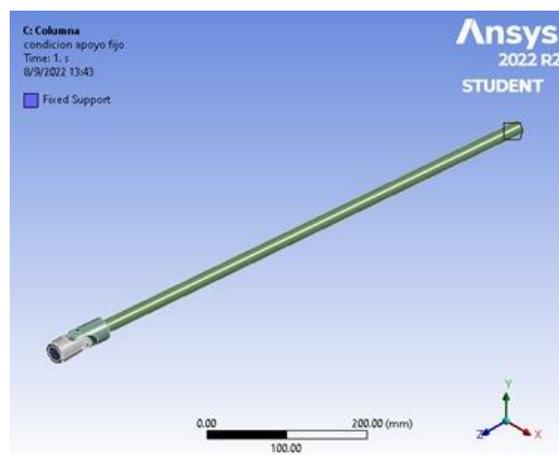
Se aplica un momento en la geometría de la columna de dirección, este momento se debe a que el conductor aplica dicha fuerza de rotación al realizar la maniobra de giro del volante figura 3.46. Se escogió un momento de 2500 N\*mm para el análisis ya que esta es la magnitud promedio que un humano puede ejercer.



**Figura 3.46** Momento torsional en la columna de dirección

- **Condición de apoyo fijo**

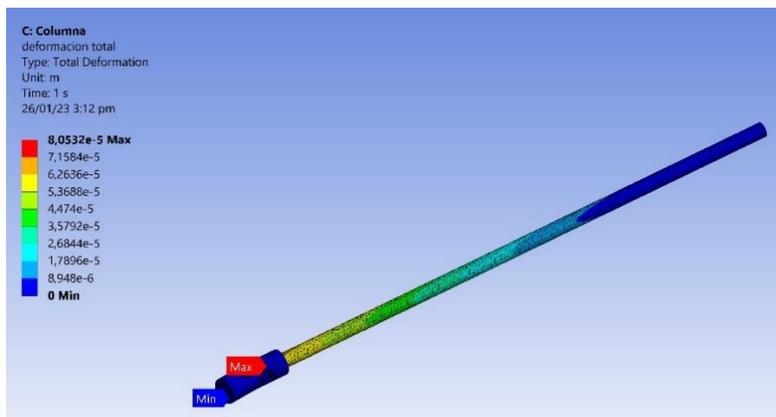
Esta condición manifiesta que el modelo se encuentra fijo en la sección que conecta el ensamblaje de la barra de dirección con la caja de la dirección, de igual manera la columna de dirección se encuentra sujeta en su parte posterior al volante.



**Figura 3.47** Condición de apoyo fijo

- **Deformación total**

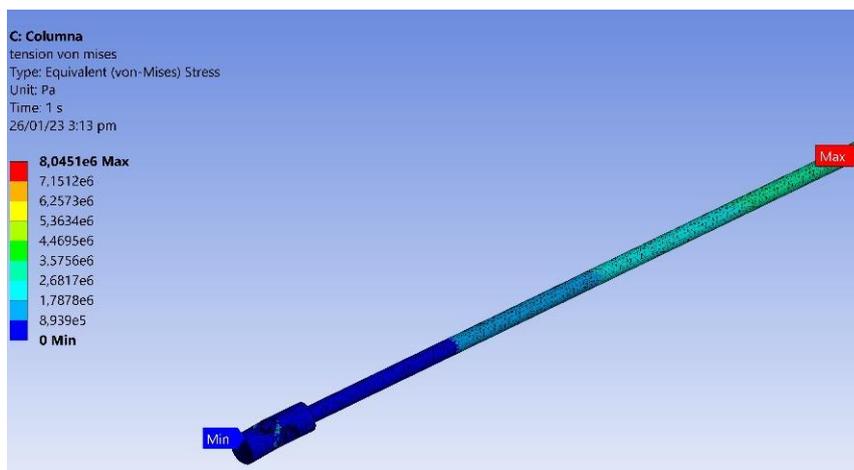
Se realizó el análisis de deformación del ensamblaje, el valor máximo obtenido es de 0,08 mm y se encuentra al interior de la junta, para ser más específico en la unión de la cruceta con la columna de dirección.



**Figura 3.48** Deformación generada en la columna de dirección

- **Tensión equivalente (Von Mises)**

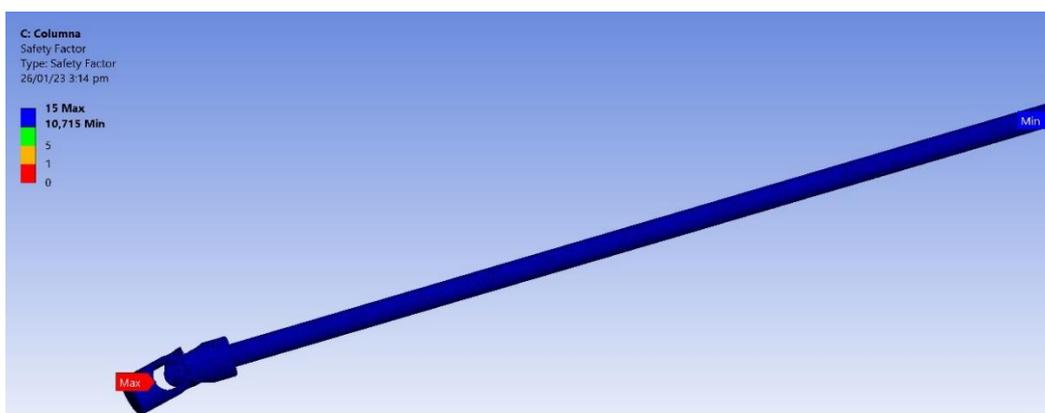
Según el análisis de tensión de Von Mises, el valor máximo obtenido se muestra en la sección superior de la columna de dirección, este valor alcanza los 8,0451 MPa y se justifica ya que desde la parte superior se genera el momento provisto por la fuerza que genera el conductor en el volante.



**Figura 3.49** Análisis de Von Mises

- **Factor de seguridad**

De manera satisfactoria, se alcanza un factor de seguridad de 10,715, esto demuestra que la elección del acero A36 como material de los elementos de la columna de dirección se comporta perfectamente bajo las condiciones de contorno planteadas con anterioridad. Existe un sobredimensionamiento favorable a los ciclos de trabajo.



**Figura 3.50** Análisis del factor de seguridad

### 3.1.2.9 Análisis columna de dirección

La columna de dirección debido a su junta articulada para la transmisión del movimiento a la cremallera también posee varios puntos críticos de contacto, para la cual se estableció un momento de torque de 2500 N mm ya que esta es la magnitud promedio que una persona podría ejercer sobre la misma.

**Tabla 3.6** Análisis columna de dirección

TIPO DE ANÁLISIS	FUERZA APLICADA (COMPRESIÓN)	VALOR OBTENIDO
Deformación máxima	2 500 N mm	0,080 mm
Tensión máxima	2 500 N mm	8,045 MPa
Factor de seguridad	2 500 N mm	10,715

En este caso también se aplicó la condición de apoyo fijo ya que esta se encuentra sujeta en sus dos extremos, los ensayos realizados reflejaron un valor de deformación de 0,08 mm resistiendo una tensión máxima de 8,0451 Mpa, bajo estas condiciones durante 10

millones de ciclos se obtiene un factor de seguridad de 10,715 este valor indica que el elemento soportara sin ningún inconveniente.

### **3.1.3 ENSAMBLE DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE FRENOS Y DIRECCIÓN EN EL PROTOTIPO BAJA SAE**

#### **3.1.3.1 Instalación de las mordazas y discos de freno**

Debido a que el chasis del prototipo baja SAE sobre el cual se realizó la instalación del sistema de frenos ya cuenta con manzanas y puntas como se observa en la figura 3.51 los cuales son los puntos donde se fijan las mesas de suspensión y a su vez los elementos del sistema de freno, se procedió a la fabricación del porta mangueta el cual se fijó a la punta teniendo en cuenta el espacio disponible dentro del interior del rin y basándonos en los planos de los diseños previamente ya elaborados.



**Figura 3.51** Manzanas y puntas previamente elaboradas

Para que así al momento de fijar la mordaza no tenga ningún tipo de rozamiento y a su vez permita la fijación segura del mismo, para lo cual se realizó el mecanizado de roscas de 10 mm en los orificios de la mangueta que son los que realizan la fijación de la mordaza.



**Figura 3.52** Porta mangueta

Una vez establecido la ubicación de los de las mordazas con sus respectivos porta manguetas, y tomando en cuenta los diseños previos se realizó el dimensionamiento de los discos de freno, para su posterior corte a medida haciendo uso de una cortadora de plasma la cual nos facilita la elaboración de los discos, en cuanto a la elaboración de las bases para la sujeción de los mismos como se puede observar en la figura 3.53 se fabricó en planchas de acero de 5 mm, en las cuales se realizó 4 perforaciones roscadas de 4 mm de diámetro para la fijación del disco a la manzana.



**Figura 3.53** Disco de freno y manzana

En la figura 3.54 se observa el proceso de mecanizado para las bases del disco de freno, para lo cual mediante la ayuda de un torno se realizó el refrendado de los elementos, así como la alineación de las piezas para posteriormente fijar la base del disco mediante un proceso de soldadura MIG (metal de gas inerte)



**Figura 3.54** Refrendado de las bases de los discos de freno mediante torno de precisión

Se verifico que el ensamble del conjunto mordaza-disco encajen de acuerdo con la especificación de los planos para lo cual se realizó una inspección visual presentando el conjunto con la rueda figura 3.55 verificando que no exista rozamiento entre sus partes, para que estas cumplan con su normal funcionamiento.



**Figura 3.55** Verificación del espacio existente entre el conjunto mordaza-disco y rueda

Una vez verificado las holguras de los conjuntos mordaza-disco se procedió al ensamble de estas en cada una de las puntas de la suspensión.



**Figura 3.56** Conjunto mordaza – disco

### **3.1.3.2 Instalación del pedal de freno**

Para la instalación del pedal de freno se debe tener en consideración la altura del conductor por lo cual se toma un valor estimado de 1,80m, a su vez debemos tener en cuenta que la posición del pedal respecto a las bombas debe ser perpendicular es decir a  $90^\circ$ , tener un desplazamiento máximo de 15cm y resistir una fuerza de aplicación máxima de 2000N según lo estipula el reglamento de competición de la BAJA SAE.

El pedal del freno se fabricó con platina de  $3/4'$  x 2,5mm la cual por su grado de maleabilidad nos permitió adecuarla a la forma requerida para nuestro uso en el prototipo de BAJA SAE.

Para el punto de pivoteo del pedal se usó un corte de tubo de 3 cm, que permite realizar el movimiento de oscilación de la pieza, el cual es fijado al chasis usando soldadura tipo MIG, y posteriormente se lo atornilla al pedal de freno.

Los cilindros de freno que se muestran en la figura 3.57 que se ensamblan en el sistema son cilindros posteriores de motocicleta, dado que este tipo de cilindros tienen una mayor facilidad para el montaje en el chasis, así como también son capaces de generar la presión necesaria para realizar el proceso de detención de este tipo de vehículo.



**Figura 3.57** Bomba de freno

### 3.1.3.3 Instalación de las líneas y conexiones del sistema de frenos

Para este caso se procede a la utilización de mangueras en la instalación de las líneas que comunican a los cilindros maestros con las mordazas de freno, estas mangueras como se observa en la figura 3.58 están diseñadas para soportar el líquido de freno como tal y las diferentes condiciones climáticas a las que serán expuestas sin perder sus propiedades mecánicas, las cuales permiten una repartición uniforme y constante de la presión emitida por las bombas a través del líquido de freno, a su vez este tipo de mangueras nos permiten una fácil instalación ya que debido a su flexibilidad se acoplan a la todas las curvas que se presenta el diseño del chasis así como también un correcto funcionamiento de la suspensión.



**Figura 3.58** Manguera de freno

Para la unión de las mangueras se usa terminales orientables como se observa en la figura 3.59 de ojo para neoprenos de 10 mm, estos se fijan en el extremo de cada manguera para asegurar que estas puedan transmitir la presión deseada.



**Figura 3.59** Terminal orientable para manguera

Para la fijación de las mangueras a los cilindros maestros se usan tornillos tipo racor con roscado macho de 10mm, como se observa en la figura 2.80, los cuales son pernos de acero con un conducto en su interior el cual permite el paso del líquido de freno hacia las manguereas.



**Figura 3.60** Tornillo orientable tipo racor

Además, es necesario la implementación de arandelas de cobre o aluminio deformables para que el sistema tenga una estanqueidad adecuada y no permita el ingreso de aire al sistema ya que esta absorbe las deformaciones que pueda presentar el tornillo tipo racor.



**Figura 3.61** Arandelas de aluminio

#### **3.1.3.4 Proceso de purga del sistema de frenado**

El proceso de purga del sistema de freno consiste en hacer la extracción del aire que se encuentra en dentro del sistema ya que la presencia de este puede ocasionar fallas de mismo reduciendo drásticamente su efectividad y en ocasiones llegando a ser nula.

Este proceso se lo realiza de forma manual para lo cual se requiere de dos personas una que realice la función de bombeo al pedal de accionamiento y una segunda persona que realice la apertura y cierre de las válvulas de purga de cada una de las ruedas permitiendo así la salida del aire contenido en el sistema. Para lo cual luego de haber bombeado el pedal de accionamiento por tres o cuatro veces a profundidad manteniendo la presión sobre el mismo se procede a la apertura de la válvula de purga, una vez disminuye la presión del líquido cerramos la válvula de purga y nuevamente realizamos el bombeo del pedal, este proceso se lo repite hasta que todo el aire haya sido expulsado del sistema y solo expulse líquido de freno.

#### **3.1.3.5 Proceso de verificación del funcionamiento en el frenometro de la Universidad Técnica Del Norte**

Para la evaluación de la eficacia del sistema se procede a la realización del proceso denominado por el fabricante como “modo estándar sin mando a distancia”. Para lo cual se sigue el siguiente proceso:

1. Colocación del vehículo sobre los rodillos.

2. Se activa automáticamente el inicio del giro de los rodillos.
3. Se enciende el aviso luminoso que nos indica el accionamiento de los frenos.
4. Presionamos el pedal de freno a fondo hasta alcanzar el límite de deslizamiento.
5. Al detenerse los rodillos los indicadores analógicos muestran los valores de la fuerza máxima de frenado de cada una de las ruedas.
6. Tras una pausa de 2 segundos los indicadores analógicos retornan a su posición inicial de valor cero para continuar con una nueva medición.

Una vez realizado el proceso indicado por el fabricante del frenometro, se obtuvo los siguientes valores medidos en los diferentes ejes

- **Eje delantero**

El en eje delantero se observó una medición de 0,95 kN para cada una de las ruedas indicando a su vez un desbalance del 5%. En la presión aplicada, lo cual según el manual del fabricante nos indica que es un valor aceptable dentro de la medición. Como lo podemos observar en la figura



**Figura 3.62** Medición eje delantero

- **Eje posterior**

El en eje posterior se observó una medición de 0,65 kN para la rueda LH y un valor de 0,55 kN para la rueda RH lo cual nos indica que este eje desbalance del 10%. En la presión aplicada, lo cual según el manual del fabricante nos indica que es un valor permisible dentro de la medición. Como podemos observar en la figura 3.58.



**Figura 3.53** Medición eje posterior

### **3.1.3.6 Resultados de pruebas realizadas en frenometro**

El proceso de prueba consiste en la colocación de cada uno de los ejes sobre los rodillos del equipo para realizar la medición, previo a la colocación del mismo se procede a la realización de una inspección visual del estado de los rodillos, así como también hay que tomar en cuenta que el espacio donde se realiza la prueba se encuentre libre de cualquier elemento que pueda causar algún tipo de accidente.

Ya que el frenometro es un equipo que nos permite realizar la evaluación del sistema de frenado mediante la medición de la fuerza ejercida por el sistema sobre cada una de las ruedas. Para lo cual una vez aplicada la prueba se obtuvo los siguientes resultados mostrados en la presente tabla.

**Tabla 3.2** Resultados medición frenometro

ELEMENTO	VALOR	UNIDAD
Rueda delantera RH	0,95	KN
Rueda delantera LH	0,95	KN
Rueda posterior RH	0,55	KN
Rueda posterior LH	0,65	KN

### 3.1.3.7 Análisis comparativo de los resultados obtenidos en las pruebas realizadas y los valores calculados

Durante el desarrollo de la parte teórica del presente proyecto se realizó un análisis matemático de las fuerzas de frenado presentes en cada rueda, a su vez en la parte experimental se procedió a la evaluación del sistema en el banco de pruebas MAHA MBT 2100, colocando cada uno de los ejes en el banco, lo cual permitió conocer los valores reales de las fuerzas aplicadas al conjunto mordaza – discos, estos valores pueden presentar cierto desbalance en relación al verdadero valor de trabajo debido a la falta de adaptación de los materiales nuevos del sistema, así como también otro factor determinante a considerar es la falta de elementos que conforman el prototipo como son motor, transmisión, asientos y demás.

**Tabla 3.3** Comparación valores teóricos y experimentales

ELEMENTO	VALOR TEÓRICO	VALOR EXPERIMENTAL
Rueda delantera RH	1 221,71 N	950 N
Rueda delantera LH	1 221,71 N	950 N
Rueda posterior RH	685,76 N	550 N
Rueda posterior LH	685,76 N	650 N

En base a la sumatoria de las fuerzas de frenado se logró determinar que las fuerzas de frenado teórico del vehículo estarían repartidas en un 64% en su eje delantero y un 36% en su eje posterior, y una vez realizada una evaluación experimental del sistema se obtuvo que el reparto en la frenada real es de un 58% en el eje delantero y un 42% en el eje posterior, valores que pueden fluctuar por la falta de componentes y el estado de los componentes.

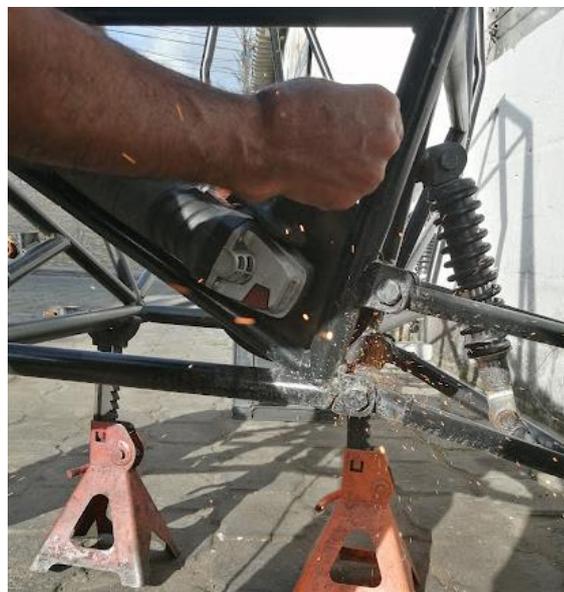
### 3.1.3.8 Ensamble de los elementos del Sistema de Dirección en el prototipo baja SAE

Verificamos que la cremallera seleccionada se encuentre acorde al espacio disponible y cumpla con las dimensiones establecidas en los planos previamente diseñados en los cuales se ha evaluado las cotas necesarias para que cumplan con su función específica.



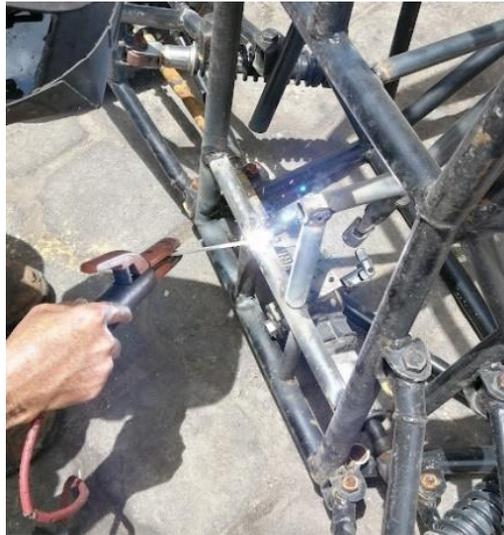
**Figura 3.54** Cremallera de dirección

Debido a que el chasis ya era prefabricado y una vez se ha comprobado que la cremallera sea la adecuada se procede a realizar dos cortes en la estructura del chasis para poder encajar la dirección en su ubicación



**Figura 3.55** Corte de travesaños con amoladora

Una vez determinada la ubicación de la cremallera elaboramos la estructura en la cual se soporta las bases de la cremallera para lo cual utilizamos el mismo tipo de tubería con la cual fue elaborado el chasis misma que es unida mediante un proceso de soldadura de arco eléctrico tipo *smaw* con electrodo E6011 el cual permite tener un buen control de la temperatura transmitida al material así como también un excelente grado de penetración el cual es un factor determinante en la durabilidad de la soldadura.



**Figura 3.56** Bases de cremallera de dirección

Del mismo modo con el mismo tipo de tubería y el mismo proceso de soldadura se procede a la realización de los soportes para la columna de la dirección la cual estará sometida a la torción ejercida por el piloto al volante y transmitir así el movimiento hacia las ruedas



**Figura 3.57** Bases de la columna de dirección

Debido a que la columna de la dirección no se encuentra completamente alineada con el punto de giro de la cremallera, es necesaria la implementación de una junta universal de  $\frac{1}{2}$ ' que permita el movimiento continuo del mismo.



**Figura 3.58** Junta universal de dirección

Los puntos de sujeción de las rotulas en las manguetas para lo cual usamos platina de acero de 5mm de espesor y  $\frac{3}{4}$ ' de ancho, esta platina se la une con el proceso de soldadura MIG



**Figura 3.59** Mangueta de la dirección

Una vez fijados todos los puntos de sujeción del sistema de dirección se procedió a realizar una limpieza general de la cremallera y una previa inspección de los componentes

internos de la misma para lo cual desarmamos por completo todo el conjunto con la ayuda de las herramientas adecuadas y así poder realizar las respectivas calibraciones de las holguras requeridas para un correcto desempeño.



**Figura 3.60** Despiece del conjunto sin fin y cremallera de la dirección

### 3.1.3.9 Proceso de verificación del ángulo de giro del sistema de dirección

Para la verificación de los ángulos de giro del sistema de dirección se procedió a la evaluación en el banco de alineación de dirección que cuenta el taller de la carrera de ing. En mantenimiento automotriz, el cual cuenta con platos giratorios graduados los cuales nos permiten conocer el ángulo de giro de cada una de las ruedas delanteras; así como también realizamos la comprobación de los mismos mediante un plano trazado en el banco de alineación y con la ayuda de un graduador verificamos la apertura del vértice trazado por fin de carrera de la cremallera describiendo un ángulo de giro máximo de  $52^{\circ}$  hacia el lado RH al igual que  $52^{\circ}$  hacia el lado LH.



**Figura 3.61** Comprobación del ángulo de giro máximo del sistema de dirección

## CAPÍTULO IV

### 4.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1.1 CONCLUSIONES

Basándose en los requerimientos de normativa de la BAJA SAE para el sistema de frenos se optó por la implementación de un doble circuito hidráulico mismos que trabajan de forma independiente entre sí, los cuales son accionados por un solo pedal soportando una fuerza máxima de aplicación máxima de 2000 N. Para el sistema de dirección se seleccionó una cremallera mecánica la cual cuenta con un radio de giro máximo de 52°.

En base a los análisis realizados mediante el software ANSYS a los discos de freno se obtuvo como resultado que durante una aplicación brusca del freno durante un segundo el disco delantero alcanza un valor de 170°C y el disco posterior una temperatura de 100°C; a su vez se determinó que el flujo de calor direccional produce un intercambio de temperatura gradual evitando así fallas del material.

En el análisis realizado al conjunto piñón cremallera se consideró un torque de 100 N mm durante un lapso de 1seg. Se obtuvo que va a sufrir una deformación de 0,03mm al recibir un esfuerzo máximo de 146,59 MPa. Y un factor de seguridad de 1,035 indicando que va a soportar las condiciones de trabajo. El contacto buje-terminal al ser sometido a una fuerza de compresión de 400 N durante el análisis por el lapso de 1 segundo de tiempo, llegando a soportar una tensión máxima de 50,192 MPa por lo cual presenta una deformación máxima de 0,047 mm en su estructura al ser sometida a dicho esfuerzo. Con un factor de seguridad de 1,717 lo cual garantiza el correcto funcionamiento del componente. La columna de dirección presenta una deformación máxima de 0,08mm al recibir un torque de 2500 N mm la cual corresponde al torque máximo ejercido por una persona, a su vez es capaz de resistir una tensión máxima de 8,045 MPa lo cual nos indicó un factor de seguridad de 10,71 por lo que permite garantizar la durabilidad del componente en su aplicación normal de trabajo.

En las pruebas realizadas al sistema de freno se obtiene un valor de 950 N para el eje delantero y un valor de 650 N para el eje posterior, mientras que en los valores calculados

matemáticamente se obtiene un valor de 1221 N para el eje delantero y 685 para el eje posterior. Esta variación en los valores se debe a la falta de peso por la ausencia de componentes del vehículo, lo que causa la fluctuación en dichos valores.

El prototipo de vehículo tipo BAJA SAE cuenta con un peso actual de 108 kg. El cual nos deja un amplio rango de peso para la posterior instalación de los sistemas faltantes como son el motor, transmisión, seguridad, carrocería entre otros.

#### **4.1.2 RECOMENDACIONES**

Debido a que el presente proyecto se lo realizó en base a la normativa FSAE 2017-2018, se recomienda en el desarrollo de los futuros proyectos de similar temática la utilización de materiales más livianos como son la fibra de carbono en los axiales, ya que de esta manera mejorarían la condición de peso del vehículo aumentando así su rendimiento.

Se recomienda para el sistema de frenos la utilización de discos hiperventilados lo cual presentaría una significativa mejora en la disipación de calor disminuyendo de esta manera la fatiga térmica en el componente.

En el desarrollo de futuros proyectos se recomienda el uso de una cremallera de dirección mecánica con una relación de transmisión 1:1 la cual permite una mejor maniobrabilidad dentro de las condiciones requeridas.

Para el desarrollo de futuros proyectos de similar índole se recomienda realizar en primer lugar la instalación del tren motriz y de potencia del vehículo para su posterior instalación de los demás sistemas facilitando así su dimensionamiento.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Aguirre Ponluisa, Edison Javier. 2020. implementación de un sistema de dirección para un vehículo biplaza tipo buggy para la carrera de tecnología superior en mecánica automotriz de la unidad de gestión de tecnologías espe.
2. Albornoz, Jose Luis. 2014. análisis de las fuerzas desarrolladas en el frenado. Universidad politécnica salesiana sede quito.
3. Ansys. 2022. ansys mechanical. Recuperado 13 de febrero de 2023 (<https://www.ansys.com/academic/students>).
4. Bulgrin, Jennifer, Zachary Gnabah, y Scott Toth. 2019. anti roll bar for sae baja vehicle. Williams honors college, honors research projects.
5. Burgos de la Vega, Leonidas Victor. 2014. diseño del sistema de dirección para el prototipo fórmula sae usfq.
6. Carlider. 2021. factores que influyen en el rendimiento de los neumáticos: alineado. Recuperado 13 de febrero de 2023 ([https://www.carlider.es/factores-que-influyen-en-el-rendimiento-de-los-neumaticos-alineado\\_es\\_1\\_59\\_0.html](https://www.carlider.es/factores-que-influyen-en-el-rendimiento-de-los-neumaticos-alineado_es_1_59_0.html)).
7. Chavarria, Alvaro. 2018. construcción de un simulador del sistema de freno hidráulico abs.
8. Coello Triay, Ignasi. 2018. diseño del sistema de frenado de un automóvil. Cálculo de la geometría, materiales, energía disipada, par de frenado, fuerzas de accionamiento y circuito hidráulico». Universidad politécnica de valencia.
9. Colgrove, Dallin. 2019. Masthead logo steering system for sae baja dallin colgrove.
10. Condori Cute, Oscar Felipe. 2015. Evaluación y comparación del sistema de dirección asistida hidráulica y eléctricamente, mediante un simulador didáctico eps.
11. Correa Arciniegas, Julian Santiago. 2021. propuesta del sistema de frenos para un vehiculo baja sae.
12. Cruz Osorio, 2020. Características del automóvil. Instituto Politécnico nacional.
13. Dirección general de tráfico. 2018. Mecánica y entretenimiento simple del automóvil.

14. Domínguez, e. J. 2000. Circuitos de fluidos: suspensión y dirección. Macmillan iberia, s.a.
15. Fajardo Merchán universidad politécnica salesiana sede cuenca carrera de ingeniería mecánica automotriz “elaboración de protocolo para competencias estudiantiles de vehículos tipo baja s.a.e. escala 1:12 dentro de la universidad politécnica salesiana”.
16. García León, Ricardo Andrés. 2017. estudio térmico en tres frenos de disco ventilados, utilizando el análisis de elementos finitos. Dyna (colombia) 84(200):19-27. Doi: 10.15446/dyna.v84n200.55663.
17. García León, , Jesús Rivera López, Abner Quintero Orozco, y Guadalupe Gutiérrez Paredes. 2019. análisis del caudal en un disco de freno automotriz con álabes de ventilación tipo naca 66-209, utilizando velocimetría por imágenes de partículas. Informador técnico 83(1):20-32. Doi: 10.23850/22565035.1785.
18. García León, Ricardo Andrés, María Angélica Acosta Pérez, y Eder Flórez Solano. 2015. análisis del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir de la aceleración del proceso de corrosión. Revista tecnura 19(45):53. Doi: 10.14483/udistrital.jour.tecnura.2015.3.a04.
19. Gestionmax. 2017. varillaje de la direccion definicionn significado. Recuperado 13 de febrero de 2023 ([diccionario.motorgiga.com/diccionario/varillaje-de-la-direccion-definicion-significado/gmx-niv15-con195888.htm](http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/varillaje-de-la-direccion-definicion-significado/gmx-niv15-con195888.htm)).
20. Gitay, Nikhil n., Siddharth a. Joshi, ajit a. Dumbre, y Devesh c. Juvekar. 2018. design & manufacturing of an effective steering system for a formula student car.
21. González, Tomás, del Río, José Tena, y Benjamín Torres. 2017. circuito de fluidos. Suspensión y dirección. Novedad 2017.
22. Gutiérrez, Eliseo. 2019. diseño del sistema de frenado de un vehículo fsae.
23. Herrera Vivanco, Luis Eduardo, y César Arturo Criollo Cabrera. 2013. diseño y construcción de un banco didáctico funcional del sistema de electro dirección asistida.
24. Indura Norton. 2019. ficha tecnica discos corte y desbaste indura. P. 7 en ficha tecnica discos corte y desbaste indura.

25. Jácome Guevara, diseño del proceso de manufactura del bastidor de un vehículo de competición go kart aplicando técnicas de optimización.
26. Jiménez Ospina, Santiago 2018. rediseño de un sistema de dirección de un vehículo eléctrico utilitario.
27. Legña Oyacato, Mariuxy, y Cristian Homero Ochoa Peña. 2021. estudio de soldabilidad de placas y tuberías de acero inoxidable aisi-304 con aceros astm a36 y astm a500 utilizando el proceso de soldadura smaw.
28. Limiñana Bello, Oscar. 2021. estudio, optimización y rediseño de los elementos de suspensión de un vehículo clásico para mejorar su rendimiento y estabilidad.
29. Llivisaca Aucapiña, Carlos Alfredo. 2018. diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia formula sae eléctrico.
30. Luna, Carlos, y Hugo Chavez. 2011. manual de practicas de soldadura por arco electrico manual (tig\_mig\_smaw). Universidad veracruzana.
31. Marín Garrido, Alejandro. 2018. diseño y cálculo del sistema de frenado para un monoplace formula student. Universidad politecnica de valencia.
32. Martínez, Elihú. 2019. modelado y fabricacion de sistema de engranaje para torno paralelo matra. Instituto tecnológico superior de poza rica especialidad.
33. Mateos, Juan. 2020. ¿sabes qué son las cotas de dirección?. Recuperado 13 de febrero de 2023 (<https://www.autofacil.es/tecnica/son-cotas-direccion/195698.html>).
34. Miguel, Santiago. 2014. trabajo fin de grado. Zaguan.unizar.es 0-43.
35. Morales Pérez, 2011. procedimiento para el diseño de vehículo categoría mini baja-sae. Universidad nacional experimental politécnica “antonio josé de sucre”.
36. Morillo, Fernando. 2018. diseño e implementación de un sistema de dirección para un vehículo tipo formula student.
37. Morocho Campoverde, Jhonson Steeven, y Alex Fernando Reza Rivadeneira. 2022. estudio de la eficiencia de frenado al adaptar discos de frenos hiperventilados a las cuatro ruedas en un vehículo chevrolet san remo sl (chevette año 86). Universidad politécnica salesiana sede quito.

38. Mottox. 2022. bike motor cortez hnos. | bomba de freno posterior skr200. Recuperado 22 de junio de 2022 (<https://www.bikemotorcortez.com/bomba-de-freno-posterior-skr200>).
39. Muñoz Egea, 2010. estudio de la influencia de los ángulos de dirección en la transmisión de fuerzas en el contacto neumático-calzada.
40. Pachito, Patricio David, y Angel David Becerra. 2021. diseño y construcción del bastidor y sistema de suspensión de un vehículo según la normativa baja sae. Universidad técnica del norte.
41. Palacios Abad, Rubén Darío, y Stalin Eduardo Palacios Abad. 2011. estudio e implementación de un sistema de dirección asistida para un vehículo lada modelo niva 2121 motor 1600 c.c. 4x4.
42. Pawar, Akshay, y Suraj Zambare. 2018. design of steering system for all terrain vehicle. International research journal of engineering and technology.
43. Pérez Morales, Jafé David. 2011. manual de diseño del vehículo mini baja sae - sistemas, componentes y análisis mecánica automotriz. Recuperado 5 de agosto de 2020 (<https://www.mecanicoautomotriz.org/1645-manual-diseno-vehiculo-mini-baja-sae-sistemas-componentes-analisis>).
44. Plaza, David 2020. ángulo de caída o camber de ruedas, ¿qué es y cómo influye en el coche?. Recuperado 13 de febrero de 2023 (<https://www.motor.es/que-es/camber-angulo-de-caida-rueda>).
45. Quispe Mamani, 2015. diseño y construcción de una maqueta funcional de sistema de dirección asistida eléctricamente (eps).
46. Rauber, Felipe, y Sérgio Junichi Idehara. 2019. optimization of steering knuckle geometry of an off-road vehicle applying doe. International journal of scientific & engineering research 10(3).
47. Rodríguez Vidal, Carlos. 2015. diseño mecánico con solidworks 2015. 699.
48. Sae Baja Udo. 2020. sae baja udo: comienzos saebajaudo. 34. Recuperado 31 de agosto de 2020 (<https://udoracing.wixsite.com/saebajaudo/historia>).

49. Saputro, Bagus Aulia, Ubaidillah, Dicky Agus Triono, Dzaky Roja Pratama, Sukmaji Indro Cahyono, y Fitriani Imaduddin. 2018. static load simulation of steering knuckle for a formula student race car. P. 030049 en aip conference proceedings. Vol. 1931. American institute of physics inc.
50. Senplades. 2017. plan nacional del buen vivir 2017-2021. Educational research 1:150.
51. Tamayo, Luis Bolívar. 2016. estudio de la eficiencia de frenado para valorar pastillas de freno de producción nacional mediante norma ece 13h.
52. Valenzuela, Rene Alberto, Carlos Ponce Corral, y Raúl Ñeco 2015. culcyt vehículos evolución y tecnología del vehículo baja sae en la universidad autónoma de ciudad juárez
53. Valera Argüelles, Juan. 2020. unidad de demostración de dinámica vehicular.
54. Velasco Sánchez, Emilio, Miguel Ángel, Oliva Meyer, y Miguel Sánchez Lozano. 2017. el sistema de dirección.
55. Yand, Ayala, ciencias aplicadas, y norte av. 2018. frenos para un vehículo tipo formula student design and implementation of a brake system.
56. Yandun, Ayala. 2018. frenos para un vehículo tipo formula student design and implementation of a brake system.
57. Yandun Ayala, Diego. 2018. frenos para un vehículo tipo formula student

# ANEXOS

## ANEXO N.1 PLANO MEDIDAS DISCO DELANTERO

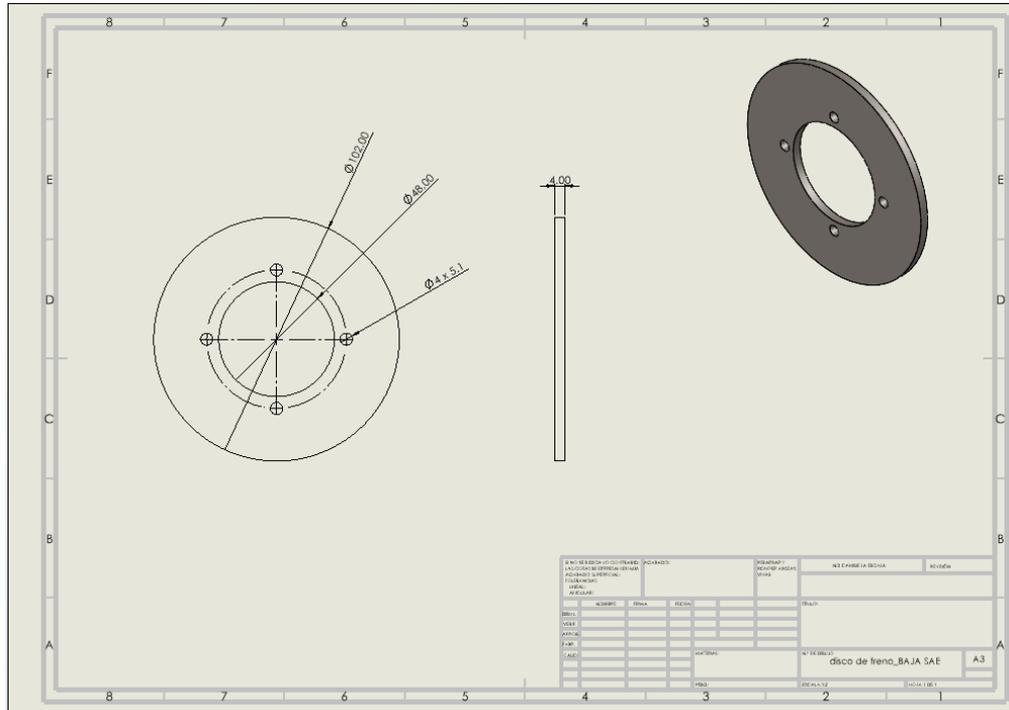


Fig. A III.1 Medidas disco delantero

## ANEXO N.2 PLANO MEDIDAS DISCO POSTERIOR

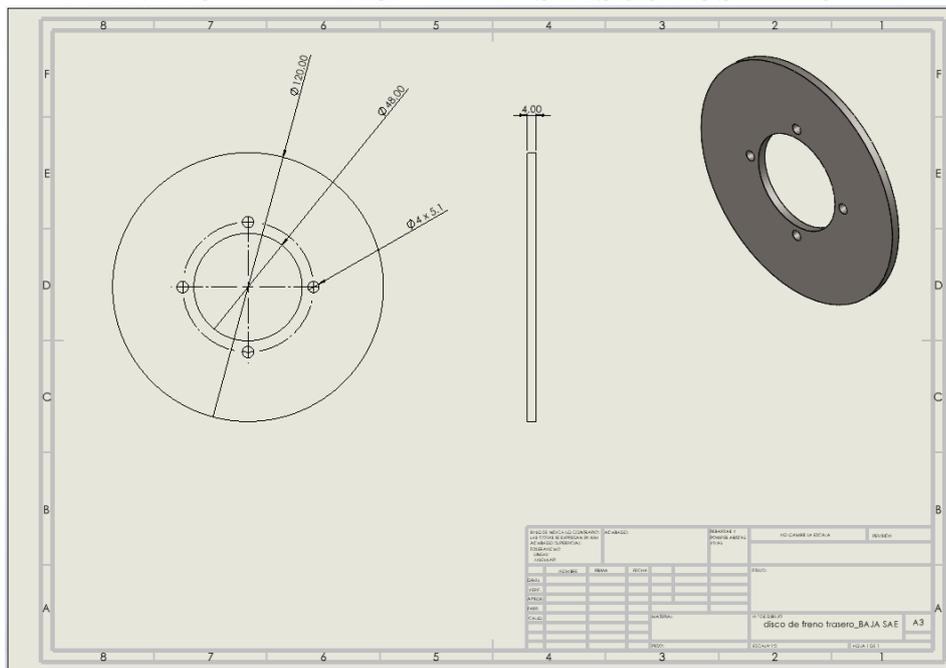


Fig. A III.2 Medidas disco posterior







**ANEXO N.9 ESTADO FINAL DEL PROTOTIPO BAJA SAE****Fig. A III.9** Estado final de la construcción