



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL  
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS  
MECÁNICOS DE UN TRICICLO MONOPLAZA ELÉCTRICO  
PARA PERSONAS CON DISCAPACIDAD EN SUS  
EXTREMIDADES INFERIORES**

**AUTOR: OSCAR STALIN VEGA MOREIRA**

**DIRECTOR: ING. MAURICIO CRUZ**

**CODIRECTOR: ING. DANILO ZAMBRANO**

**LATACUNGA**

**2015**



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

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS DE UN TRICICLO MONOPLAZA ELÉCTRICO PARA PERSONAS CON DISCAPACIDAD EN SUS EXTREMIDADES INFERIORES**” realizado por el señor **OSCAR STALIN VEGA MOREIRA**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al señor **OSCAR STALIN VEGA MOREIRA** para que lo sustente públicamente.

**Latacunga, Agosto del 2015**

**ING. MAURICIO CRUZ**

**DIRECTOR**





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

**AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

Yo, **OSCAR STALIN VEGA MOREIRA**, con cédula de identidad N° 1205173030, declaro que este trabajo de titulación **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS DE UN TRICICLO MONOPLAZA ELÉCTRICO PARA PERSONAS CON DISCAPACIDAD EN SUS EXTREMIDADES INFERIORES”** ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

**Latacunga, Agosto del 2015**

**OSCAR STALIN VEGA MOREIRA**

**C.C.: 1205173030**



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

**AUTORIZACIÓN**

Yo, **OSCAR STALIN VEGA MOREIRA**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS DE UN TRICICLO MONOPLAZA ELÉCTRICO PARA PERSONAS CON DISCAPACIDAD EN SUS EXTREMIDADES INFERIORES”** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

**Latacunga, Agosto del 2015**

**OSCAR STALIN VEGA MOREIRA**

C.C.: 1205173030

## DEDICATORIA

Este proyecto de grado va dedicado a Dios por regalarme una vida llena de bendición y brindarme cada día la sabiduría necesaria para afrontar los retos cotidianos que nos presenta la vida.

A mis padres María y Narciso que con esfuerzo y esmero supieron educarme y guiarme por senderos del bien con ejemplos de vida para ser una mejor persona cada día.

A mis hermanos Juan y Rommel por ser mis primeros amigos y compañeros de vida

A mi esposa Katerine que ha sabido llevarme el paso, por el camino de la amistad, de la paciencia, de la comprensión y sobre todo del amor. A ella por ser mi compañera ideal.

A mi Valerie Antonella y todos los hijos que me regale la vida, por llenarme de sonrisas infinitas, de cariño y de ternura.

## **AGRADECIMIENTOS**

Cada día está lleno de nuevas bendiciones y amaneceres. Gracias a Dios por brindarme esa oportunidad hasta el día de hoy.

A mis padres por su apoyo incondicional y por depositar su confianza en mí.

A mis hermanos que siempre han estado en las buenas y en las malas a pesar de los pesares.

A mi esposa por su infinita paciencia, por su compañía y su inagotable apoyo, por impulsarme a alcanzar mis logros.

A mis docentes por transmitirme sus conocimientos que se reflejan en este proyecto.

A todas las personas que formaron parte directa e indirecta para que este logro en mi vida se diera en bien de mi familia y en mi bienestar propio.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>PORTADA</b> .....	<b>i</b>
<b>CERTIFICADO</b> .....	<b>ii</b>
<b>DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD</b> .....	<b>iii</b>
<b>AUTORIZACIÓN</b> .....	<b>iv</b>
<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>v</b>
<b>AGRADECIMIENTOS</b> .....	<b>vi</b>
<b>ÍNDICE</b> .....	<b>vii</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	<b>x</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>xi</b>
<b>RESUMEN</b> ... ..	<b>xvii</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>xviii</b>

### CAPÍTULO I

<b>1. GENERALIDADES</b> .....	<b>1</b>
1.1 Planteamiento del problema.....	1
1.2 Formulación del problema.....	1
1.3 Justificación e importancia .....	1
1.4 Objetivos .....	2
1.5 Área de influencia .....	3
1.6 Descripción resumida del proyecto .....	3
1.7 Metas .....	4
1.8 Hipótesis .....	4

### CAPÍTULO II

<b>2. MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>5</b>
2.1 Triciclo monoplaza .....	5
2.2 Sistema de acceso.....	8
2.3 Sistema de frenos .....	21
2.3.1 Introducción.....	21
2.3.2 Dispositivos de frenado.....	25
2.3.3 Freno de mano.....	31

2.3.4	Circuitos de frenos .....	34
2.3.5	Distribución de los circuitos de frenos.....	35
2.3.6	Sistemas de mando de frenos.....	36
2.4	Sistema de suspensión .....	44
2.4.1	Introducción.....	44
2.4.2	Componentes de la suspensión .....	46
2.4.3	Modelos de suspensión mecánica .....	51
2.4.4.	Clasificación de las suspensiones .....	52
2.4	Sistema de dirección .....	55
2.4.1	Introducción.....	55
2.4.2	Características que debe reunir todo sistema dirección (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014) .....	56
2.4.3	Componentes de la dirección.....	57

### **CAPÍTULO III**

3.	<b>DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE ACCESO, FRENOS, SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN .....</b>	<b>66</b>
3.1	Diseño de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección.....	66
3.1.1	Diseño del sistema de acceso .....	67
3.1.2	Diseño del sistema de frenos .....	85
3.1.3	Diseño del sistema de suspensión.....	107
3.1.4	Diseño del sistema de dirección.....	127
3.2	Construcción de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección.....	140
3.2.1	Construcción del sistema de acceso .....	142
3.2.2	Construcción del sistema de frenos .....	145
3.2.3	Construcción del sistema de suspensión .....	147
3.2.4	Construcción del sistema de dirección .....	149

### **CAPÍTULO IV**

4.	<b>ENSAMBLAJE Y PRUEBAS DE LOS SISTEMAS DE ACCESO, FRENOS, SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN .....</b>	<b>153</b>
4.1	Ensamble de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección.....	153

4.1.1	Ensamble del sistema de acceso.....	153
4.1.2	Ensamble del sistema de frenos .....	156
4.1.3	Ensamble del sistema de suspensión .....	158
4.1.4	Ensamble del sistema de dirección .....	159
4.2	Pruebas de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección.....	161
4.2.1	Pruebas del sistema de acceso .....	162
4.2.2	Pruebas del sistema de frenos.....	163
4.2.3	Pruebas del sistema de suspensión.....	164
4.2.4	Pruebas del sistema de dirección .....	165

## **CAPÍTULO V**

5.1	<b>CONCLUSIONES</b> .....	167
5.2	<b>RECOMENDACIONES</b> .....	168
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	169
	<b>LINKOGRAFÍA</b> .....	174
	<b>ANEXOS</b> .....	177
	Anexo A. Tablas	
	Anexo B. Fichas	
	Anexo C. Planos	
	Anexo D. Artículo Científico	

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> Coeficiente de adherencia .....	22
<b>Tabla 2</b> Matriz de selección para el sistema de acceso .....	68
<b>Tabla 3</b> Altura a salvar .....	71
<b>Tabla 4</b> Parámetros de diseño para la rampa.....	75
<b>Tabla 5</b> Matriz de selección para el sistema de frenos posteriores .....	87
<b>Tabla 6</b> Eficiencia del sistema de frenos posterior .....	107
<b>Tabla 7</b> Distribución de pesos .....	108
<b>Tabla 8</b> Matriz de selección para el sistema de suspensión delantera .....	110
<b>Tabla 9</b> Matriz de selección para el sistema de suspensión posterior.....	111
<b>Tabla 10</b> Distribución de pesos .....	113
<b>Tabla 11</b> Carga Estática .....	113
<b>Tabla 12</b> Pruebas del sistema de acceso.....	162
<b>Tabla 13</b> Pruebas del sistema de frenos .....	163
<b>Tabla 14</b> Pruebas del sistema de suspensión .....	164
<b>Tabla 15</b> Pruebas del sistema de dirección.....	166

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> VoZE Lüfke, vehículo eléctrico.....	6
<b>Figura 2</b> Aptera-Typ-1 .....	6
<b>Figura 3</b> Ace cycle Car, réplica del Morgan de 3 ruedas.....	7
<b>Figura 4</b> Ace cycle Car, réplica del Morgan de 3 ruedas.....	7
<b>Figura 5</b> Rampa .....	10
<b>Figura 6</b> Rampa fija.....	11
<b>Figura 7</b> Rampa telescópica.....	11
<b>Figura 8</b> Rampa plegable .....	12
<b>Figura 9</b> Rampa plegable telescópica .....	12
<b>Figura 10</b> Rampas modulares .....	13
<b>Figura 11</b> Rampas puente umbral.....	13
<b>Figura 12</b> Rampas enrollables .....	14
<b>Figura 13</b> Mono rampas .....	14
<b>Figura 14</b> Doble rampas.....	15
<b>Figura 15</b> Rampa ABS-F Plegable .....	15
<b>Figura 16</b> Rampa ABS-Z Plegable .....	16
<b>Figura 17</b> Rampa RAS-F.....	16
<b>Figura 18</b> Medidas referenciales de rampa RAS-W .....	17
<b>Figura 19</b> Componentes de una silla de ruedas.....	19
<b>Figura 20</b> Dimensiones de la silla de ruedas.....	20
<b>Figura 21</b> Dimensiones de la silla de ruedas (Vista Superior).....	20
<b>Figura 22</b> Dimensiones de la silla de ruedas (Vista Lateral) .....	21
<b>Figura 23</b> Esquema del sistema de frenos.....	21
<b>Figura 24</b> Transferencia de peso .....	23
<b>Figura 25</b> Motor delantero y propulsión trasera .....	23
<b>Figura 26</b> Motor y tracción delantera.....	24
<b>Figura 27</b> Motor y propulsión traseros.....	24
<b>Figura 28</b> Diagrama de distancia de parada .....	25
<b>Figura 29</b> Esquema básico de un circuito de frenos. ....	26
<b>Figura 30</b> Elementos que forman un tambor de freno.....	27
<b>Figura 31</b> Freno de tambor Simplex.....	27

<b>Figura 32</b> Freno de tambor Duplex .....	28
<b>Figura 33</b> Freno de tambor Duo-servo .....	28
<b>Figura 34</b> Freno de disco .....	29
<b>Figura 35</b> Esquema de un sistema de frenos de disco. ....	30
<b>Figura 36</b> Disco de freno .....	30
<b>Figura 37</b> Pastillas de freno .....	31
<b>Figura 38</b> Despiece de un freno de mano .....	32
<b>Figura 39</b> Mecanismos de accionamiento de los frenos de mano.....	33
<b>Figura 40</b> Freno de estacionamiento con accionamiento por pedal .....	33
<b>Figura 41</b> Esquema básico de un circuito de frenos .....	34
<b>Figura 42</b> Distribución “II” .....	35
<b>Figura 43</b> Distribución “X” .....	36
<b>Figura 44</b> Esquema del principio de funcionamiento hidráulico. ....	37
<b>Figura 45</b> Cilindro principal o bomba de frenos.....	39
<b>Figura 46</b> Conjunto de líneas de frenos .....	40
<b>Figura 47</b> Constitución de latiguillo de frenos .....	41
<b>Figura 48</b> Comparación de líquidos de frenos .....	42
<b>Figura 49</b> Despiece de un bombín de doble pistón .....	43
<b>Figura 50</b> Despiece de un bombín de un solo pistón .....	43
<b>Figura 51</b> Bombín de embolo escalonado.....	44
<b>Figura 52</b> Sistema de Suspensión .....	45
<b>Figura 53</b> Influencia de la dureza del muelle en las oscilaciones.....	46
<b>Figura 54</b> Amortiguador de fricción .....	48
<b>Figura 55</b> Muelles helicoidales .....	49
<b>Figura 56</b> Barra de torsión.....	49
<b>Figura 57</b> Barra estabilizadora .....	50
<b>Figura 58</b> Efecto de balanceo. ....	50
<b>Figura 59</b> Cojinetes Elásticos.....	51
<b>Figura 60</b> Suspensión rígida .....	51
<b>Figura 61</b> Suspensión independiente.....	52
<b>Figura 62</b> Tipos de suspensiones .....	52
<b>Figura 63</b> Suspensión para eje trasero propulsor .....	53
<b>Figura 64</b> Suspensión De Dion .....	54

<b>Figura 65</b> Suspensión de eje oscilante .....	55
<b>Figura 66</b> Suspensión de paralelogramo deformable.....	55
<b>Figura 67</b> Dirección de motocicleta .....	56
<b>Figura 68</b> Manillar .....	58
<b>Figura 69</b> Amortiguador de dirección .....	59
<b>Figura 70</b> Horquilla .....	59
<b>Figura 71</b> Horquilla telescópica .....	60
<b>Figura 72</b> Preparaciones de suspensiones .....	61
<b>Figura 73</b> Árbol triple.....	61
<b>Figura 74</b> Barra de dirección.....	62
<b>Figura 75</b> Rodamientos o cunas .....	62
<b>Figura 76</b> Despiece de rodamientos .....	63
<b>Figura 77</b> Ruedas.....	64
<b>Figura 78</b> Neumáticos .....	65
<b>Figura 79</b> Pendientes .....	70
<b>Figura 80</b> Guía de rampas .....	70
<b>Figura 81</b> Teorema de Pitágoras.....	72
<b>Figura 82</b> Peso – Altura .....	74
<b>Figura 83</b> Silla de ruedas standard G – 902 C – 46 .....	74
<b>Figura 84</b> Parámetros de diseño .....	75
<b>Figura 85</b> Diagrama de cuerpo libre de la rampa .....	75
<b>Figura 86</b> Diagrama de cuerpo libre de la sección de la rampa .....	76
<b>Figura 87</b> Diagrama de fuerza cortante.....	77
<b>Figura 88</b> Diagrama del momento flexionante.....	78
<b>Figura 89</b> Mecanismo tipo bisagra .....	80
<b>Figura 90</b> Rampa articulada.....	80
<b>Figura 91</b> Calidad del elemento .....	81
<b>Figura 92</b> Análisis variable de carga en el tiempo.....	81
<b>Figura 93</b> Condiciones de carga .....	82
<b>Figura 94</b> Condiciones de frontera .....	82
<b>Figura 95</b> Deformación total del primer segmento .....	83
<b>Figura 96</b> Deformación total del segundo segmento.....	83
<b>Figura 97</b> Resultados de deformación .....	83

<b>Figura 98</b> Esfuerzo equivalente del primer segmento .....	84
<b>Figura 99</b> Esfuerzo equivalente del segundo segmento .....	84
<b>Figura 100</b> Resultados de esfuerzos.....	84
<b>Figura 101</b> Factor de seguridad estático .....	85
<b>Figura 102</b> Dinamómetro de jamar.....	86
<b>Figura 103</b> Deslizantes de apoyos rectos y oblicuos .....	88
<b>Figura 104</b> Zapatas articuladas.....	89
<b>Figura 105</b> Mando de frenos por leva .....	89
<b>Figura 106</b> Perfil de leva, envolvente de círculo.....	89
<b>Figura 107</b> Parámetros de diseño, zapatas articuladas .....	91
<b>Figura 108</b> Fuerzas que actúan en la zapata .....	91
<b>Figura 109</b> Equilibrio de momentos de una zapata .....	92
<b>Figura 110</b> Par producido por las fuerzas de rozamiento.....	93
<b>Figura 111</b> Par producido por las fuerzas de presión.....	94
<b>Figura 112</b> Equilibrio de momentos de una zapata .....	95
<b>Figura 113</b> Reacciones generadas en las articulaciones .....	96
<b>Figura 114</b> Manillar de freno .....	99
<b>Figura 115</b> Freno de disco, accionamiento hidráulico .....	100
<b>Figura 116</b> Frenos de disco, hipótesis de cálculo .....	101
<b>Figura 117</b> Radio equivalente del freno de disco .....	105
<b>Figura 118</b> Distribución de fuerzas.....	106
<b>Figura 119</b> Dimensiones principales del triciclo .....	112
<b>Figura 120</b> Altura del centro de masa .....	114
<b>Figura 121</b> Vista posterior (ancho de vía) .....	118
<b>Figura 122</b> Transferencias de pesos.....	119
<b>Figura 123</b> Diagrama de cuerpo libre de suspensión delantera.....	119
<b>Figura 124</b> Rigidez de muelles delanteros .....	120
<b>Figura 125</b> Diagrama de cuerpo libre de suspensión posterior .....	121
<b>Figura 126</b> Rigidez de muelles posteriores .....	122
<b>Figura 127</b> Cargas máximas .....	123
<b>Figura 128</b> Condiciones de frontera .....	124
<b>Figura 129</b> Deformación total.....	124
<b>Figura 130</b> Esfuerzo equivalente.....	125

<b>Figura 131</b>	Factor de seguridad estático .....	126
<b>Figura 132</b>	Fatiga del elemento.....	126
<b>Figura 133</b>	Factor de seguridad mínimo .....	127
<b>Figura 134</b>	Geometría de dirección.....	128
<b>Figura 135</b>	Ángulo de decalaje.....	128
<b>Figura 136</b>	Desfase del eje de dirección .....	129
<b>Figura 137</b>	Esquema de la dirección.....	129
<b>Figura 138</b>	Diagrama de cuerpo libre del sistema de dirección .....	130
<b>Figura 139</b>	Mecanismo de dirección .....	132
<b>Figura 140</b>	Fijación de cargas.....	132
<b>Figura 141</b>	Condiciones de frontera .....	133
<b>Figura 142</b>	Deformación total.....	133
<b>Figura 143</b>	Esfuerzos equivalentes .....	134
<b>Figura 144</b>	Factor de seguridad estático.....	135
<b>Figura 145</b>	Fatiga del elemento.....	135
<b>Figura 146</b>	Factor de seguridad mínimo .....	136
<b>Figura 147</b>	Fijación de cargas.....	136
<b>Figura 148</b>	Condiciones de frontera .....	137
<b>Figura 149</b>	Deformación total.....	137
<b>Figura 150</b>	Esfuerzo equivalente.....	138
<b>Figura 151</b>	Factor de seguridad estático.....	139
<b>Figura 152</b>	Fatiga del elemento.....	139
<b>Figura 153</b>	Factor de seguridad mínimo .....	140
<b>Figura 154</b>	Nomenclatura.....	142
<b>Figura 155</b>	Análisis de planos del sistema de acceso.....	142
<b>Figura 156</b>	Construcción de la base de la rampa.....	143
<b>Figura 157</b>	Construcción de mecanismo de plegado .....	143
<b>Figura 158</b>	Construcción de la superficie de la rampa .....	144
<b>Figura 159</b>	Unión de partes con soldadura GMAW - MIG.....	144
<b>Figura 160</b>	Conjunto de piñones tipo wincha .....	145
<b>Figura 161</b>	Bases de mordazas .....	146
<b>Figura 162</b>	Cañerías de cobre.....	146
<b>Figura 163</b>	Mangueras de hidráulicas.....	147

<b>Figura 164</b>	Análisis de planos del sistema de suspensión .....	147
<b>Figura 165</b>	Tubos cuadrados estructurales .....	148
<b>Figura 166</b>	Dimensionamiento de acople al bastidor .....	148
<b>Figura 167</b>	Construcción de acoples de mesa de suspensión .....	149
<b>Figura 168</b>	Análisis de planos del sistema de dirección .....	150
<b>Figura 169</b>	Planchas laminadas al caliente .....	150
<b>Figura 170</b>	Ejes de dirección.....	151
<b>Figura 171</b>	Barras de mando.....	151
<b>Figura 172</b>	Tubos estructurales.....	151
<b>Figura 173</b>	Herramientas .....	153
<b>Figura 175</b>	Ensamble del mecanismo plegable .....	154
<b>Figura 176</b>	Ensamble de los resortes de torsión .....	154
<b>Figura 177</b>	Acople de los rodamientos y cable tensor.....	155
<b>Figura 178</b>	Motor eléctrico y conjunto de piñones tipo wincha .....	155
<b>Figura 179</b>	Funcionalidad de la rampa.....	155
<b>Figura 180</b>	Ensamble del manillar del freno delantero .....	156
<b>Figura 181</b>	Ensamble del freno de tambor .....	156
<b>Figura 182</b>	Ensamble de las mordazas del freno posterior .....	157
<b>Figura 183</b>	Ensamble de manillar del freno hidráulico .....	157
<b>Figura 184</b>	Ensamble de la suspensión delantera .....	158
<b>Figura 185</b>	Ensamble de suspensión trasera.....	159
<b>Figura 186</b>	Ensamble de los arboles de dirección y el eje de dirección de horquilla.....	160
<b>Figura 187</b>	Sistema de dirección.....	160
<b>Figura 188</b>	Trayectoria de pruebas La cocha – San Buenaventura .....	161
<b>Figura 189</b>	Dinámica de prueba para el sistema de acceso .....	162
<b>Figura 190</b>	Dinámica de prueba para el sistema de frenos.....	163
<b>Figura 191</b>	Dinámica de prueba para el sistema de suspensión.....	164
<b>Figura 192</b>	Dinámica de prueba para el sistema de dirección .....	165

## RESUMEN

El presente trabajo tuvo como fin el diseño y construcción de los sistemas mecánicos de un triciclo monoplaza eléctrico para personas con discapacidad en sus extremidades inferiores, los mismos que se adaptaron a las necesidades requeridas por dichas personas en la provisión de seguridad y confort en su desplazamiento y movilidad. Los sistemas mecánicos como son: el de acceso, frenos, suspensión y dirección, aportan al buen desempeño y funcionamiento del triciclo en las diferentes situaciones que este se desempeña. Cada uno de los sistemas tiene su función específica, tal es el caso del sistema de acceso, este permite a la persona con discapacidad subir y bajar del triciclo con su silla de ruedas en determinada ubicación. Otro es el caso del sistema de frenos que permite detener el triciclo de la velocidad circundante a la que este se desplaza, como también mantenerlo frenado en el periodo de estacionamiento mediante un sistema de freno de mano. El sistema de suspensión le brinda al triciclo el confort y la estabilidad necesaria para que el usuario pueda desplazarse de un lugar a otro con mayor seguridad. Por último el sistema de dirección, le permite al usuario maniobrar y dirigir el triciclo por las diferentes rutas que este desee transitar. La simulación de cada uno de los diferentes sistemas fue de vital importancia durante el desarrollo del proyecto, ya que a través de este parámetro se pudo predecir el comportamiento real que tendrá cada uno de los sistemas en su funcionamiento.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **TRICICLO MONOPLAZA**
- **AUTOMÓVILES - SISTEMA DE FRENOS**
- **AUTOMÓVILES - SISTEMA DE SUSPENSIÓN**
- **AUTOMÓVILES - SISTEMA DE DIRECCIÓN**

## **SUMMARY**

This work had as purpose the design and construction of the mechanical systems of a single-seater electric tricycle for persons with disabilities in their lower extremities, which are adapted to the needs required by such persons in the provision of security and comfort in their displacement and mobility. Mechanical systems such as: the access, brakes, suspension and steering, contribute to good performance and functioning of the tricycle in the different situations that it serves. Each one of the systems has its function specific, such is the case of the access system, this allows persons with disabilities up and down with his wheelchair tricycle in specific location. Another is the case of brake system which allows to detain tricycle speed around which this moves, as also hold braking during the parking through a system of hand brake. Suspension system gives the tricycle comfort and the necessary stability so that the user can be moved from one place to another with greater security. Finally the address system, allows user maneuvering and directing the tricycle by the different routes that wishes to travel. Simulation of each one of the different systems was of vital importance for the development of the project, since through this parameter you could predict the actual behavior that will take each of the systems in operation.

### **KEYWORDS:**

- **SINGLE - SEAT TRICYCLE**
- **AUTO - BRAKE SYSTEM**
- **AUTO - SUSPENSION SYSTEM**
- **AUTO - STEERING SYSTEM**

## DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS DE UN TRICICLO MONOPLAZA ELÉCTRICO PARA PERSONAS CON DISCAPACIDAD EN SUS EXTREMIDADES INFERIORES

En el Ecuador según cifras del INEC (Instituto Nacional de Estadística y Censos) en el año 2004 existían 1'608.334 personas con algún tipo de discapacidad, que representan el 12,14% de la población total; 184.336 hogares ecuatorianos tienen al menos una persona con discapacidad. La población rural del Ecuador presenta un 85.6% de pobreza, el 50% de las personas con discapacidad son pobres, con un ingreso per cápita promedio de treinta dólares por mes.

En la Provincia de Cotopaxi de acuerdo a cifras del CONADIS (Consejo Nacional de Igualdad de Discapacidades del Ecuador) el número de personas con discapacidad es de 8.261, entre hombres y mujeres, con diferentes tipos de discapacidad, auditivas, físicas, intelectuales, de lenguaje, psicológicas y visuales. (Acurio Recalde, 2013)

Durante los últimos años, la toma de conciencia hacia las personas con distintas discapacidades ha hecho que muchas fundaciones, entidades y organizaciones; en éste caso la Asociación de Discapacitados de Cotopaxi (ADICO), luchan por dar igualdad, confort y facilidad al desplazamiento de dichas personas por los diferentes senderos de la ciudad de Latacunga.

Sabemos que el medio común de movilización para personas con discapacidad en sus extremidades inferiores siempre ha sido la silla de ruedas. Razón por la cual una de las innovaciones introducidas en los medios de transporte unipersonales, es el acceso a los mismos por personas con dicha discapacidad, valiéndose de sus propios medios y facultades físicas; es decir sobre su silla de ruedas y sin ayuda de terceras personas.

# CAPÍTULO I

## 1. GENERALIDADES

### 1.1 Planteamiento del problema

La ausencia de un medio de transporte innovador, versátil y ecológico que se acople a la movilización de personas con discapacidad en sus extremidades inferiores en nuestro país, especialmente en la Ciudad de Latacunga – Provincia de Cotopaxi, es razón, por la cual hemos visto la necesidad de diseñar un triciclo monoplaza eléctrico en el cual las personas de la Asociación de Discapacitados de Cotopaxi (ADICO) se puedan trasladar de un lugar a otro dentro de la ciudad sin la dependencia de terceras personas que le ayuden en el desempeño normal de su movilización.

El triciclo monoplaza eléctrico es un medio de transporte innovador que les permite a las personas de la Asociación de Discapacitados de Cotopaxi (ADICO) movilizarse con mayor independencia y facilidad en su diario vivir. Por lo cual el desarrollo de este proyecto está enfocado a la construcción de los sistemas mecánicos como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección del mismo, para brindar mayor confort y seguridad a dichas personas.

### 1.2 Formulación del problema

Se requiere diseñar y construir sistemas mecánicos que se adapten a las necesidades requeridas por un triciclo monoplaza eléctrico para su buen desempeño como medio de transporte en entornos urbanos planos pavimentados para personas con discapacidad en sus extremidades inferiores.

### 1.3 Justificación e importancia

La necesidad de transportarse y de ser independiente en su movilización siempre ha existido y ha sido de gran importancia para las personas con discapacidad en sus extremidades inferiores residentes en la Ciudad de Latacunga – Provincia de Cotopaxi. Por lo cual se vio oportuno cubrir esta necesidad de dichas personas al crear un triciclo monoplaza eléctrico con sus diferentes sistemas mecánicos ya sean en este caso los de acceso, frenos, suspensión y dirección que permitan el buen desempeño del mismo.

El triciclo monoplaza eléctrico diseñado para la Asociación de Discapacitados de Cotopaxi (ADICO) es la alternativa de futuro a la movilidad y el transporte urbano para las personas con discapacidad en sus extremidades inferiores, gracias a la utilización de una energía limpia y eficiente como es la energía eléctrica.

## **1.4 Objetivos**

### **Objetivo general**

- Diseñar, construir e implementar los sistemas mecánicos de un triciclo monoplaza eléctrico mediante la aplicación de procesos tecnológicos, a fin de brindar transporte a personas con discapacidad en sus extremidades inferiores.

### **Objetivos específicos**

- Diseñar los sistemas mecánicos de un triciclo monoplaza eléctrico, tales como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección mediante el uso de SOLIDWORKS y ANSYS (software de diseño y simulación), que ayuden a determinar el comportamiento de los mismos a las diferentes cargas y esfuerzos a los que estarán sometidos.
- Construir los sistemas mecánicos de un triciclo monoplaza eléctrico, tales como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección; aplicando

procesos de manufacturas normalizados que ayuden a cumplir con las necesidades requeridas por el mismo.

- Ensamblar los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección en el bastidor del triciclo monoplaza eléctrico.

### **1.5 Área de influencia**

País: Ecuador

Región: Centro

Provincia: Cotopaxi

Cantón: Latacunga

Parroquia: La Matriz

Sector: San Agustín

Aplicación del proyecto: Asociación de Discapacitados de Cotopaxi (ADICO)

### **1.6 Descripción resumida del proyecto**

El proyecto a desarrollar consiste en diseñar, construir e implementar los sistemas mecánicos como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección que se adapte a las necesidades requeridas por un triciclo monoplaza eléctrico para su buen desempeño. Así mismo la selección de materiales estructurales para el diseño del proyecto es de vital importancia debido a que gran parte de los mismos estarán sometidos a diferentes cargas y esfuerzos en la vida útil del triciclo.

Los sistemas antes mencionados ofrecerán al conductor del triciclo monoplaza eléctrico accesibilidad, seguridad, confort y maniobrabilidad del mismo.

Con la aplicación de diferentes software en el diseño y simulación de los distintos sistemas se determinara la eficiencia de los mismos al ser

implementados como parte fundamental para el funcionamiento del triciclo monoplaza eléctrico.

### **1.7 Metas**

- Recopilación de toda la información necesaria para el diseño y construcción de los sistemas mecánicos como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección al cabo de la octava semana de ejecución del proyecto.
- Selección y adquisición de materiales de los sistemas automotrices antes mencionados al término de la décima segunda semana
- Diseño y construcción de los diferentes sistemas al cabo de la vigésima semana de elaboración del proyecto.
- Ensamble y pruebas de funcionamiento de los sistemas al cabo de la vigésima tercera semana para determinar la óptima operación y desempeño de los diferentes componentes de los mismos.

### **1.8 Hipótesis**

¿El diseño, construcción e implementación de los sistemas mecánicos como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección de un triciclo monoplaza eléctrico para personas con discapacidad en sus extremidades inferiores, servirá para mejorar el transporte y movilización independiente de estas personas?

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Triciclo monoplaza

Un triciclo básicamente es un vehículo de 3 ruedas en forma de triángulo puede ser dos llantas delanteras y una trasera o en sentido contrario una llanta delantera y dos llantas traseras, en ambos casos el motor puede estar ubicado en la parte frontal o posterior. Son de diseños muy compactos.

#### **Tipos y características**

Los tipos de triciclos se dividen en dos grandes grupos que son: Triciclo delta y triciclo tadpole (renacuajo).

**Triciclo delta.-** Es conocido como configuración delta al diseño que tiene una llanta delantera y una trasera.

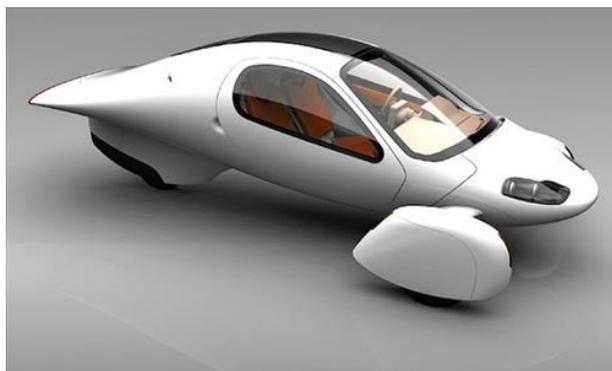
La dirección la proporciona la rueda delantera, como el Benz Wagen de los primeros tiempos. Este montaje simplifica y reduce el coste del sistema de dirección, que se aplica a la rueda delantera, pero tiene el inconveniente de perjudicar la estabilidad lateral en las curvas o en las frenadas. Los beneficios de este tipo de diseño es el inherente bajo costo. (electricBricks, 2011)



**Figura 1 VoZE Lufke, vehículo eléctrico**  
**Fuente: (Masandik, 2015)**

**Triciclo tadpole.-** Dos ruedas frontales y una posterior. Es el sistema preferido por los diseñadores y suele presentarse en dos formatos distintos: la dirección la proporcionan las dos ruedas delanteras, o bien la proporciona la rueda trasera. Cualquiera de estos dos casos supone una ventaja desde el punto de vista aerodinámico y facilita el uso de la rueda posterior.

Con esta segunda configuración podemos encontrar vehículos comerciales como el Aptera, cuya estética futurista lo sitúa como un híbrido entre avión sin alas y un coche. (electricBricks, 2011)



**Figura 2 Aptera-Typ-1**  
**Fuente: (GreenPacks.org, 2008)**

La principal desventaja de los vehículos de tres ruedas es la inestabilidad lateral, que en un giro provocará el vuelco antes que el derrape, a menos que el centro de gravedad sea suficientemente bajo o el vehículo sea más ancho que su equivalente de 4 ruedas (electricBricks, 2011). Con el objetivo de acercar el centro de masas al suelo las versiones eléctricas de estos vehículos sitúan las pesadas baterías en la parte inferior.



**Figura 3 Ace cycle Car, réplica del Morgan de 3 ruedas**

**Fuente: (MiguelXR33, 2013)**



**Figura 4 Ace cycle Car, réplica del Morgan de 3 ruedas**

**Fuente: (MiguelXR33, 2013)**

Vehículos como los Morgan son suficientemente bajos y anchos como para que el problema de la inestabilidad sea mínimo. (electricBricks, 2011)

## **2.2 Sistema de acceso**

### **Introducción**

El sistema de acceso tiene como fin eliminar o reducir las barreras que se oponen a la plena participación de las personas con discapacidad, también facilitar la movilidad y el desplazamiento autónomo de las mismas, en condiciones seguras. (MINISTERIO DE VIVIENDA, 2009).

### **Accesibilidades: conceptos (SENADIS, 2008)**

#### **a.- Universalidad**

Este concepto se refiere a la condición que deben cumplir los entornos, procesos, bienes, productos y servicios, así como los objetos o instrumentos, herramientas y dispositivos, para ser comprensibles, utilizables y practicables por todas las personas en condiciones de seguridad y comodidad y de la forma más autónoma y natural posible.

#### **b.- Accesibilidad**

Accesibilidad: superación de barreras arquitectónicas o urbanísticas, que permite el uso de los espacios a las personas con discapacidad, garantizándoles la oportunidad de incluirse dentro de su comunidad.

Espacio adaptado: área, instalación o servicio, que reúne todas las condiciones para ser utilizados cómodamente por personas con discapacidad.

Ruta accesible: La continuidad y contigüidad en las actuaciones de accesibilidad resulta de gran importancia. El desplazamiento físico debe producirse sin rupturas y de forma sencilla; el recorrido debe ser accesible de principio a fin.

### **c.- Practicabilidad**

Espacio practicable: área, instalación o servicio, que reúne las condiciones mínimas necesarias para ser utilizado por personas con discapacidad o movilidad reducida. (Área, instalación o servicio adaptados cumpliendo con la normativa de accesibilidad haciendo posible su utilización.)

### **Accesibilidad urbanística**

Dentro de la accesibilidad urbanística podemos encontrar dos clases de desplazamientos que son: Desplazamiento horizontal y desplazamiento vertical.

#### **a.- Desplazamiento horizontal**

Los tipos de desplazamiento horizontales son:

- Rampa
- Acera
- Equipamiento urbano
  - a. Bancas
  - b. Maceteros
  - c. Contenedores de basura
  - d. Semáforos peatonales
  - e. Letreros
  - f. Fuentes de agua
  - g. Teléfonos públicos
  - h. otros
- Estacionamientos
- Pasos Peatonales (SENADIS, 2008)

#### **b.- Desplazamiento vertical**

Los tipos de desplazamiento verticales son:

- Escaleras
- Ascensores
- Montacargas
- Equipamientos técnicos

## Rampa

Una rampa es un elemento de la arquitectura o de la ingeniería que permite vincular dos lugares que se encuentran a diferente altura. Lo que permite la rampa es descender o ascender a uno u otro espacio a través de su superficie. (Definicion.de, 2008)

Las rampas, por otra parte, les confieren mayor accesibilidad a personas con movilidad reducida (ancianos, individuos que se desplazan en una silla de ruedas, etc.), superando así las diferentes barreras arquitectónicas y urbanísticas. (Definicion.de, 2008)



**Figura 5 Rampa**

**Fuente: (Mundorampas.com, 2015)**

### **a.- Tipos de rampas**

#### **Rampas fijas**

Las rampas fijas son especialmente versátiles: pueden utilizarse en diferentes lugares y situaciones donde el desnivel o la longitud de las

rampas sean variables. Su costo aproximado es de USD 240 y soporta un peso máximo de 700 Kg (S.L., Ortopediaencasa, 2012)



**Figura 6 Rampa fija**

**Fuente: (S.L., Ortopediaencasa, 2012)**

### **Rampas telescópicas de aluminio**

Son extraordinariamente resistentes, robustas y muy ligeras. Son especialmente versátiles: Se pueden utilizar en diferentes lugares y situaciones con desnivel. Es un tipo de rampa portátil muy fácil de llevar. Soporta un peso máximo de 360 Kg y su costo aproximado es de USD 268 y (S.L., Ortopediaencasa, 2012).



**Figura 7 Rampa telescópica**

**Fuente. (Mundorampas.com, 2015)**

### **Rampas plegables**

Las rampas plegables para coches consisten en una plataforma que se pliega bien en los laterales del auto o bien en la zona trasera. Ocupan muy poquito espacio y salvan el desnivel que hay entre el suelo y la carrocería. Particularmente indicadas para sillas manuales, electrónicas o scooter de 3 o

4 ruedas. Su costo aproximado es de USD 252 y soporta un peso máximo de 400 Kg (Mundorampas.com, 2015).



**Figura 8 Rampa plegable**

**Fuente: (WAKU, 2005)**

### **Rampas de acceso plegables telescópicas**

Combina las propiedades de los modelos telescópicos y las plegables, convirtiéndose en una de las rampas más versátiles del mercado. Recomendadas para edificios públicos, tiendas, hoteles restaurantes, etc.



**Figura 9 Rampa plegable telescópica**

**Fuente: (Mundorampas.com, 2015)**

### **Rampas modulares**

Sistema modular para escalones, muy adaptable y fácil de montar.



**Figura 10 Rampas modulares**  
**Fuente: (S.L., Ortopediaencasa, 2012)**

### **Rampas puente umbral**

Estas rampas biseladas están realizadas en caucho antideslizante.

La densidad del material utilizado permite el paso con una silla de ruedas de forma cómoda. Las rampas pueden cortarse con un cutter a fin de colocarlas en lugares no estándares.

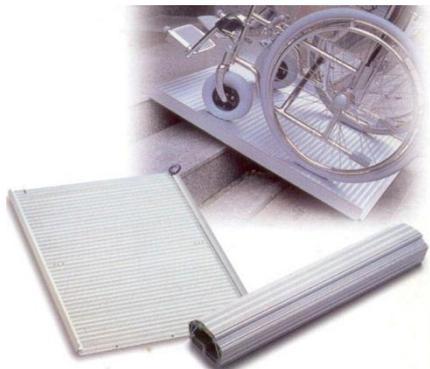


**Figura 11 Rampas puente umbral**  
**Fuente: (S.L., Ortopediaencasa, 2012)**

### **Rampas enrollables**

Son rampas ligeras y portátiles. Su diseño compacto permite enrollarla y montarla en segundos. Tiene una desventaja frente a las rampas

telescópicas de aluminio, y es que sólo llega a soportar un máximo de 150 Kg.



**Figura 12 Rampas enrollables**  
**Fuente: (Mundorampas.com, 2015)**

### **Mono rampas**

Están pensadas para múltiples usos y son muy cómodas y seguras para la carga y descarga.



**Figura 13 Mono rampas**  
**Fuente: (WAKU, 2005)**

### **Doble rampas**

Hay 4 tipos de rampas doble: las Rampas doble fijas, la doble rampa telescópica, doble rampas plegables y doble rampa plegable telescópica.



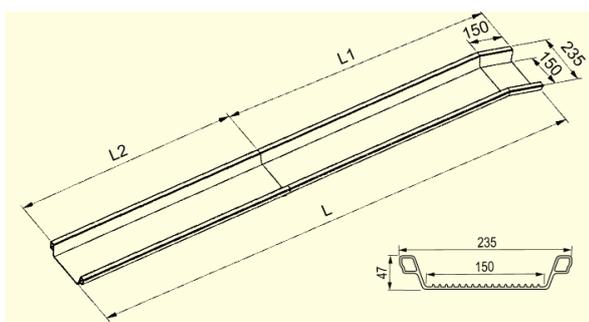
**Figura 14 Doble rampas**

**Fuente: (Mundorampas.com, 2015)**

### **Características y medidas referenciales de rampas plegables.**

#### **a.- Rampa ABS-F plegable**

El mecanismo de bisagras ofrece una pendiente aceptable para un mínimo esfuerzo en el momento de empujar una silla de ruedas. Las medidas referenciales de la rampa ABS-F plegable se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas).



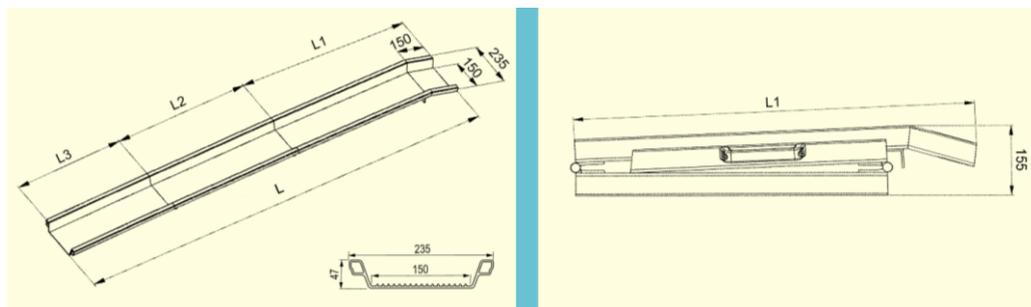
**Figura 15 Rampa ABS-F Plegable**

**Fuente: (WAKU, 2005)**

#### **b.- Rampa ABS-Z**

Está fabricada de un solo perfil de extrusión que ofrece una excelente combinación entre poco peso propio y alta capacidad de carga.

El mecanismo triple de dos bisagras ofrece máxima longitud de la rampa y así mínima pendiente para un mínimo esfuerzo en el momento de empujar una silla de ruedas. Las medidas referenciales de la rampa ABS-Z plegable se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas).



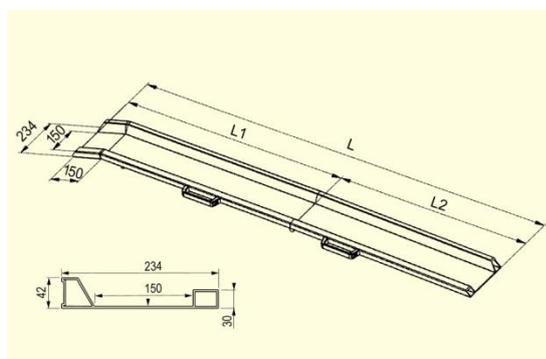
**Figura 16 Rampa ABS-Z Plegable**

**Fuente: (WAKU, 2005)**

### c.- Rampa RAS-F

Están fabricadas de una aleación de aluminio altamente resistente. Su carril está revestido con una capa arenada antideslizante de Korund® la cual garantiza una detención contra deslizamientos muy elevada en situaciones extremas como condiciones meteorológicas húmedas.

Presenta un sistema plegable en medio a través de una bisagra. Las medidas referenciales de la rampa RAS-F plegable se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas).



**Figura 17 Rampa RAS-F**

**Fuente: (WAKU, 2005)**

#### d.- Rampa RAS-W

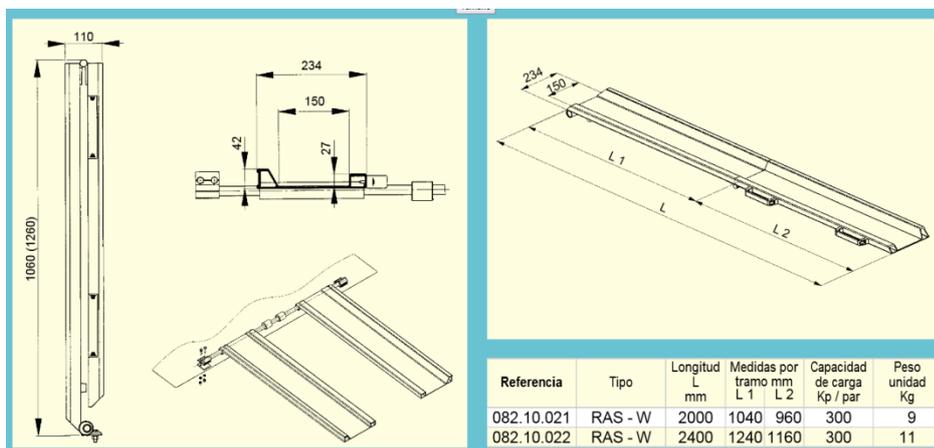
Las rampas se desplazan lateralmente con rodamientos de bolas sobre un eje de acero inoxidable el cual está montado en el interior del habitáculo.

Durante la circulación del vehículo las rampas están plegadas y de pie en posición de reposo, aseguradas dentro de un dispositivo fijador.

Su carril está equipado con un revestimiento arenado antideslizante de Korund

#### COMPONENTES

- 2 rampas RAS-W plegables
- 1 eje de acero inoxidable, de 1800 mm de longitud
- 2 abrazaderas metálicas con cinta tensora y gancho
- Material de montaje para el eje y las abrazaderas, instrucciones de montaje y certificado de homologación



**Figura 18 Medidas referenciales de rampa RAS-W**

**Fuente: (WAKU, 2005)**

#### Condiciones de diseño de rampas (MINISTERIO DE VIVIENDA, 2009)

Las condiciones de diseño de rampas son las siguientes:

- a) El ancho libre mínimo de una rampa será de 90cm. entre los muros que la limitan y deberá mantener los siguientes rangos de pendientes máximas:

Diferencias de nivel de hasta 0.25 m.	12% de pendiente
Diferencias de nivel de 0.26 hasta 0.75 m.	10% de pendiente
Diferencias de nivel de 0.76 hasta 1.20 m.	8% de pendiente
Diferencias de nivel de 1.21 hasta 1.80 m.	6% de pendiente
Diferencias de nivel de 1.81 hasta 2.00 m.	4% de pendiente
Diferencias de niveles mayores	2% de pendiente

Las diferencias de nivel podrán sortearse empleando medios mecánicos

- b) Los descansos entre tramos de rampa consecutivos, y los espacios horizontales de llegada, tendrán una longitud mínima de 1.20m medida sobre el eje de la rampa.
- c) En el caso de tramos paralelos, el descanso abarcará ambos tramos más el ojo o muro intermedio, y su profundidad mínima será de 1.20m.
- d) Cuando dos ambientes de uso público adyacentes y funcionalmente relacionados tengan distintos niveles, deberá tener rampas para superar los desniveles y superar el fácil acceso a las personas con discapacidad.

### **Silla de ruedas**

Una silla de ruedas es una ayuda técnica que consiste en una silla adaptada con cuatro ruedas.

Estas sillas están diseñadas para permitir el desplazamiento de aquellas personas con problemas de locomoción o movilidad reducida, debido a una lesión, enfermedad física (paraplejía, tetraplejía, etc.) o psicológica (Mieres, 2014).

### componentes

0. Chasis o estructura
1. Respaldo
2. Empuñadura
3. Reposabrazos - Almohadilla
4. Reposabrazos - Panel
5. Freno manual
6. Rueda trasera motriz
7. Horquilla rueda delantera
8. Rueda delantera direccional
9. Reposapiés - Paleta
10. Reposapiés - Soporte
11. Cruceta o tijera - Sistema de plegado
12. Aro de empuje



**Figura 19 Componentes de una silla de ruedas.**

**Fuente: (Mieres, 2014)**

#### **a.- Dimensiones de la silla de ruedas**

Uno de los factores más importantes a tener en cuenta a la hora de diseñar el sistema de acceso (rampa) del triciclo monoplaza eléctrico, es la silla de ruedas y sus dimensiones, debido a la gran cantidad de modelos, marcas y diseños de sillas de ruedas existentes en el mercado resulta un poco complicado realizar un diseño del sistema de acceso que se acople perfectamente a todos los modelos de sillas de ruedas (Pachar Jimenez, 2012).

Para asegurar el correcto diseño del sistema de acceso y su buena adaptación a la mayor cantidad de sillas de ruedas existentes en el país, debemos de basar nuestro diseño en dimensiones básicas emitidas por los diferentes fabricantes de sillas de ruedas (Pachar Jimenez, 2012).

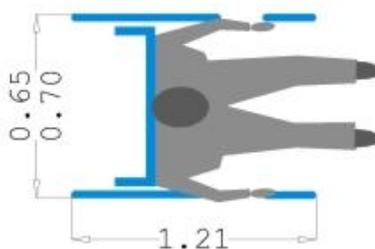
A continuacion se presentan las dimensiones basicas de una silla de ruedas, en la cual se indica una vista frontal y una superior con sus respectivas cotas.



**Figura 20 Dimensiones de la silla de ruedas**

**Fuente: (VERSWYVEL, 2008)**

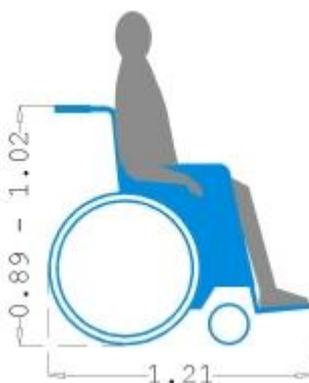
VISTA SUPERIOR



**Figura 21 Dimensiones de la silla de ruedas (Vista Superior)**

**Fuente: (VERSWYVEL, 2008)**

VISTA LATERAL



## Figura 22 Dimensiones de la silla de ruedas (Vista Lateral)

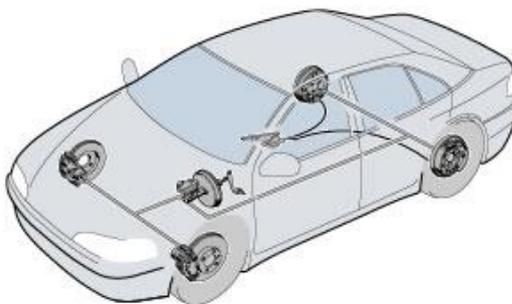
Fuente: (VERSWYVEL, 2008)

Las dimensiones de los diferentes modelos de sillas de ruedas se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tabla)

### 2.3 Sistema de frenos

#### 2.3.1 Introducción

El sistema de frenos en un vehículo tiene la misión de permitirle al conductor reducir la velocidad a la velocidad deseada en distancias más cortas, y un mejor uso de la capacidad total del sistema de frenado, además debe ser capaz de poder disipar fácilmente el calor y manejar la energía disipada por el freno sin comprometer la seguridad o el rendimiento del coche. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



#### Figura 23 Esquema del sistema de frenos

Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

##### a.- Fuerza de frenado

La fuerza de frenado ( $f_t$ ) que hay que aplicar a un vehículo para disminuir su velocidad o detenerlo está en función del peso del vehículo ( $P$ ) y del coeficiente de adherencia en las ruedas ( $\mu$ ). Por lo tanto la Fuerza de

frenado viene determinada por esta expresión. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014).

$$f_t = P * \mu \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde:

$f_t$  = Fuerza de frenado

$P$  = Peso del vehículo

$\mu$  = Coeficiente de adherencia en las ruedas

El coeficiente de adherencia en las ruedas está en función del desgaste de los neumáticos y del estado del terreno sobre el que se desplaza el vehículo. A continuación se dan algunos valores del coeficiente de adherencia ( $\mu$ ). (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014).

**Tabla 1**

**Coeficiente de adherencia**

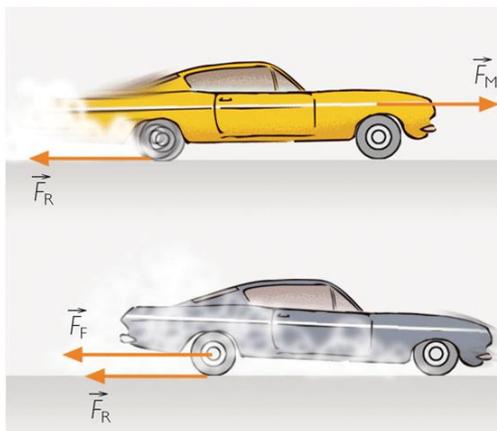
Naturaleza de la carretera	Estado	Neumáticos nuevos	Neumáticos viejos
Hormigón	Seco	1,00	1,00
	Mojado	0,7	0,5
Asfalto grueso	Seco	1,00	1,00
	Mojado	0,7	0,5
Asfalto normal	Seco	0,6	0,6
	Mojado	0,5	0,3
	Barro	0,2	0,1
	Hielo	0,05	<0,05

**Fuente:** (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

**b.- Transferencias de pesos**

Es evidente cuando al pisar el freno existe una tendencia para seguir adelante, esta es la transferencia de peso, puede ser encontrado en función de la tasa de desaceleración, la altura del centro de gravedad, el peso del

vehículo, y la longitud de la base del neumático. Una nueva distribución de peso se llama la distribución del peso dinámico, y es simplemente la distribución del peso estático incluyendo el efecto de la transferencia de peso.



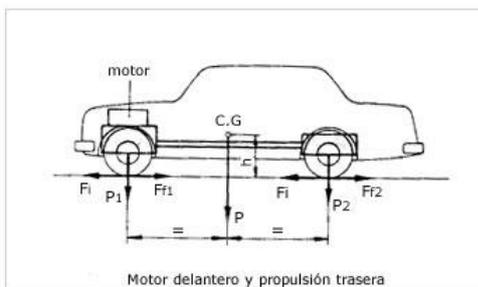
**Figura 24 Transferencia de peso**

Fuente: (pr.kalipedia.es, 2010)

### c.- Repartos de cargas en el vehículo

El reparto de cargas sobre los ejes del vehículo, según la posición del grupo moto propulsor, suele estar comprendido entre los siguientes valores:

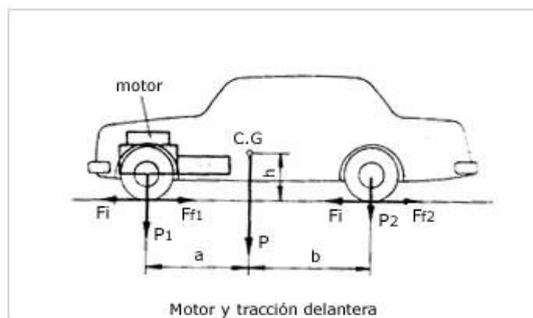
- Motor delantero y propulsión trasera: el 50% para cada eje



**Figura 25 Motor delantero y propulsión trasera**

Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

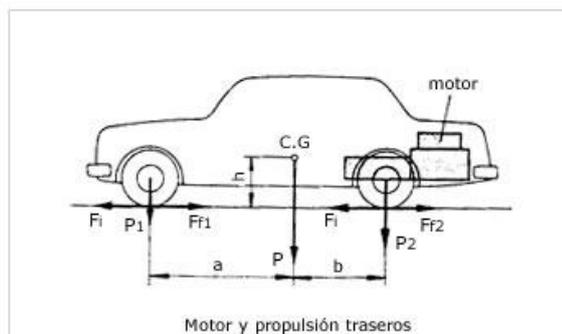
- Motor y tracción delantera: el 60% en el eje delantero y 40% en el trasero



**Figura 26 Motor y tracción delantera**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

- Motor y propulsión traseros: el 40% en el eje delantero y el 60% en el trasero



**Figura 27 Motor y propulsión traseros**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### **d.- Distancia de parada**

Se llama distancia de parada, al espacio recorrido por el vehículo desde que se accionan los frenos hasta que se detiene por completo. Esta distancia depende de la fuerza de frenado, grado de adherencia al suelo en ese momento, velocidad del vehículo, fuerza y dirección del viento, etc., factores todos ellos variables y muy difíciles de determinar que no permitirán calcular con exactitud el valor de la distancia de parada.

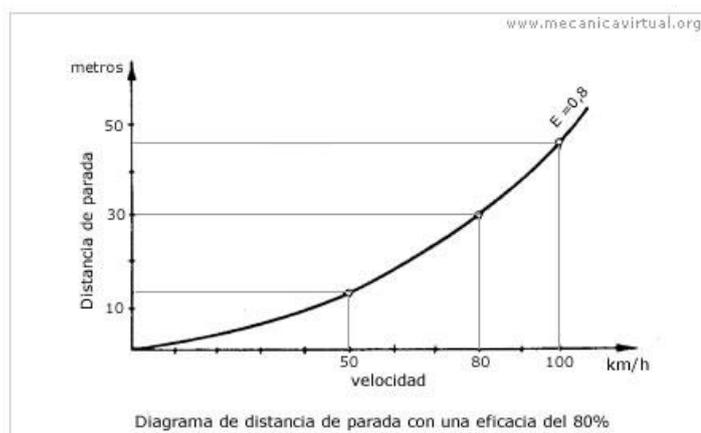
$$d = \frac{v^2}{254 * e} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

$d$  = distancia de parada en metros

$v$  = velocidad en Km/h

$e$  = porcentaje de eficacia de los frenos

254 = constante para que las distancias vengan expresadas en metros



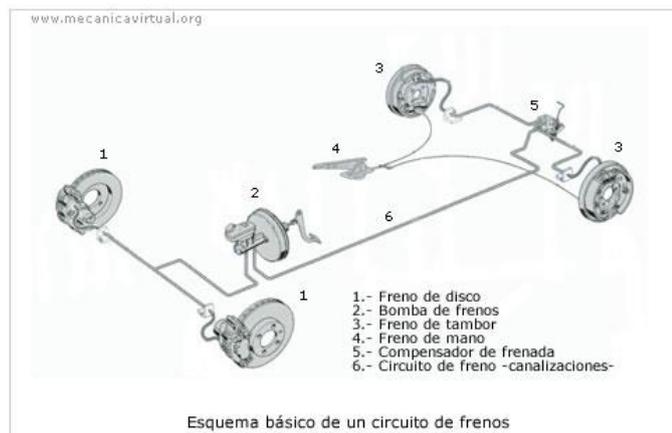
**Figura 28 Diagrama de distancia de parada**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### 2.3.2 Dispositivos de frenado

Para frenar el vehículo se necesita absorber la energía cinética producida en su desplazamiento. Esto se realiza por fricción entre dos piezas de elevado coeficiente de adherencia, una de ellas fija, como son las zapatas y la otra móvil, que son los tambores. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

El frotamiento entre sí de estos dos elementos detiene el movimiento de las ruedas y transforma la energía de movimiento en calor, que es disipado a la atmósfera por las corrientes de aire que circulan a través de ellos durante el desplazamiento del vehículo. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 29 Esquema básico de un circuito de frenos.**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

Según los elementos empleados y la forma de efectuar el desplazamiento de la parte móvil, los frenos empleados en las ruedas pueden ser de dos tipos:

- Frenos de tambor
- Frenos de disco

#### **a.- Freno de tambor**

Este tipo de freno está constituido por un tambor, que es el elemento móvil, montado sobre el buje de la rueda por medio de unos tornillos o espárragos y tuercas, del cual recibe movimiento, y un plato de freno, elemento fijo sujeto al puente o la mangueta (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014).

En este plato van instalados los elementos de fricción, llamados ferodos, y los mecanismos de accionamiento para el desplazamiento de las zapatas. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



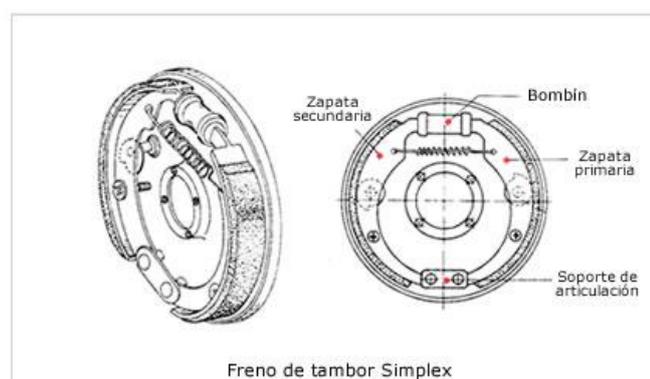
**Figura 30 Elementos que forman un tambor de freno**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### Tipos de freno de tambor

Según la forma de acoplamiento de las zapatas al tambor para ejercer el frenado, los frenos de tambor se clasifican en los siguientes tipos:

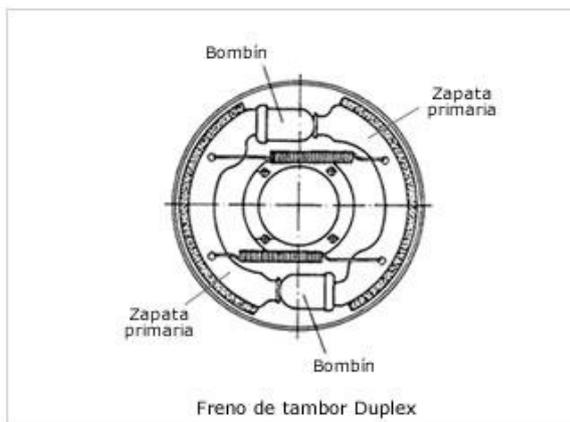
- Freno de tambor simplex



**Figura 31 Freno de tambor Simplex**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

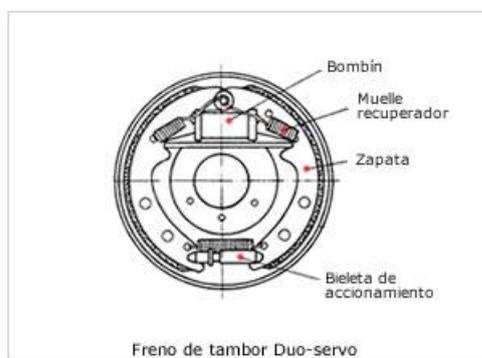
- Freno de tambor dúplex



**Figura 32 Freno de tambor Duplex**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

- Freno de tambor duo-servo



**Figura 33 Freno de tambor Duo-servo**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### **b.- Freno de disco**

Este tipo de freno adoptado en la mayoría de los vehículos de turismo, tiene la ventaja sobre el freno de tambor de que su acción de frenado es más enérgica, obteniendo, por tanto, un menor tiempo de frenado que se traduce en una menor distancia de parada. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

Ello es debido a que elementos de fricción van montados al aire, al disponer de una mejor refrigeración, la absorción de energía y transformación en calor se puede realizar más rápidamente. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 34 Freno de disco**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

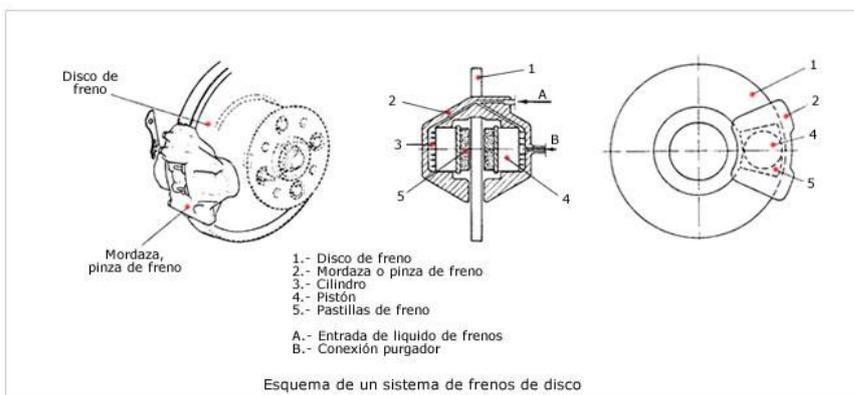
Otra de las ventajas de estos frenos es que en ellos no aparece el fenómeno de "fading" que suele presentarse en los frenos de tambor. Este efecto se produce cuando por un frenado enérgico o frenados sucesivos, el tambor no tiene tiempo de evacuar el calor absorbido en la transformación de energía. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

### **Constitución (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

El freno de disco está formado por un disco que se une al buje de la rueda o forma parte de él, girando con la rueda y constituyendo el elemento móvil de frenado. Sobre este disco, abarcando aproximadamente la quinta parte de la superficie del mismo, va montada una mordaza sujeta al puente o mangueta en cuyo interior se forman los cilindros por los que se desplazan los pistones. A estos pistones se unen las pastillas de freno de un material similar a los ferodos de las zapatas utilizadas en los frenos de tambor.

Por el interior de la mordaza (2) van situados los conductos por donde se comunica el líquido de freno a los cilindros (3), acoplado en (A) el latiguillo de freno y en (B) el purgador. El líquido a presión, procedente del circuito de frenos y que entra por (A), desplaza a los pistones (4) hacia el interior,

aplicando las pastillas de freno (5) sobre el disco (1), las cuales, por fricción, detienen el giro del mismo. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 35 Esquema de un sistema de frenos de disco.**  
**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### Disco de freno

El material para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos. El disco puede ser macizo o con huecos (autoventilado), por donde circula el aire en forma de ventilador centrífugo. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 36 Disco de freno**  
**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

Los discos de freno pueden ser:

- Clásicos (macizos)
- Ventilados

- Taladrados o perforados
- Estriados
- Cerámicos

### **Pastillas de freno**

Para cumplir con la normativa vigente de la fabricación de vehículos, la composición de las pastillas cambia dependiendo de cada fabricante. Aproximadamente 250 materiales diferentes son utilizados, y pastillas de calidad utilizan entre 16 a 18 componentes.

Ejemplo de composición:

- 20% aglomerantes: Resina fenólica, caucho
- 10% metales: Lana de acero, virutas de cobre, virutas de zinc, virutas de latón, polvo de aluminio
- 10% fibras: Fibras de carbón, fibras orgánicas, lana mineral, fibras químicas
- 25% material de relleno: Óxido de aluminio, óxido de hierro, sulfato sódico
- 35% deslizantes: Grafito, sulfuro de cobre, sulfuro de antimonio



**Figura 37 Pastillas de freno**

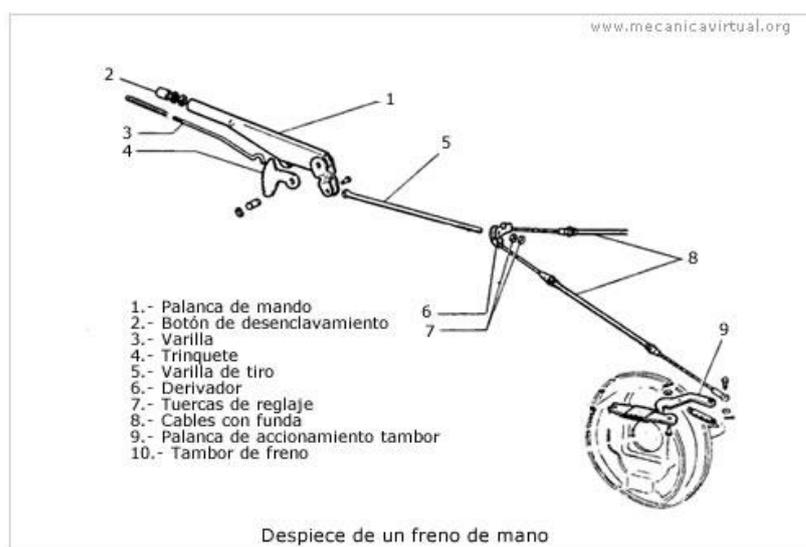
**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### **2.3.3 Freno de mano**

Este sistema de freno, conocido también como freno de estacionamiento, actúa mecánicamente sobre las ruedas traseras del vehículo por medio de

un sistema de varillas o cables accionados por una palanca situada en el interior de la carrocería al alcance del conductor. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

La palanca amplifica la presión de frenado y el cable compensa o equilibra las diferencias de movimiento de las varillas. Por otra parte pueden originarse presiones desiguales de frenado; para corregirlas se instalan dispositivos especiales equilibradores, los cuales actúan de forma automática, o bien por ajuste manual. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

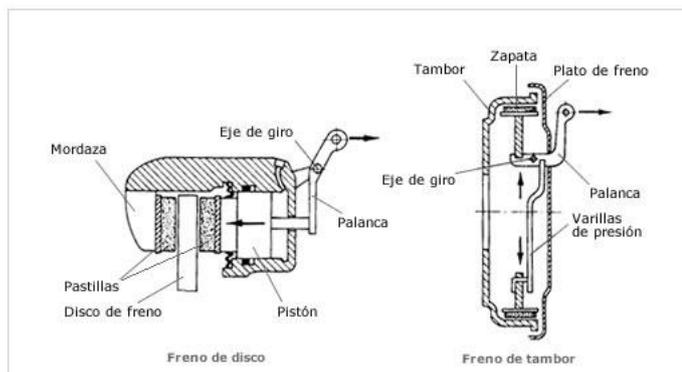


**Figura 38 Despiece de un freno de mano**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### **a.- Mecanismos de accionamiento de los frenos de mano**

La fuerza de tracción del cable no actúa directamente sobre las zapatas o las pastillas de los frenos sino que lo hace por medio de unas palancas de accionamiento que transmiten, a su vez, el esfuerzo a las dos zapatas o pastillas mediante varillas de presión. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

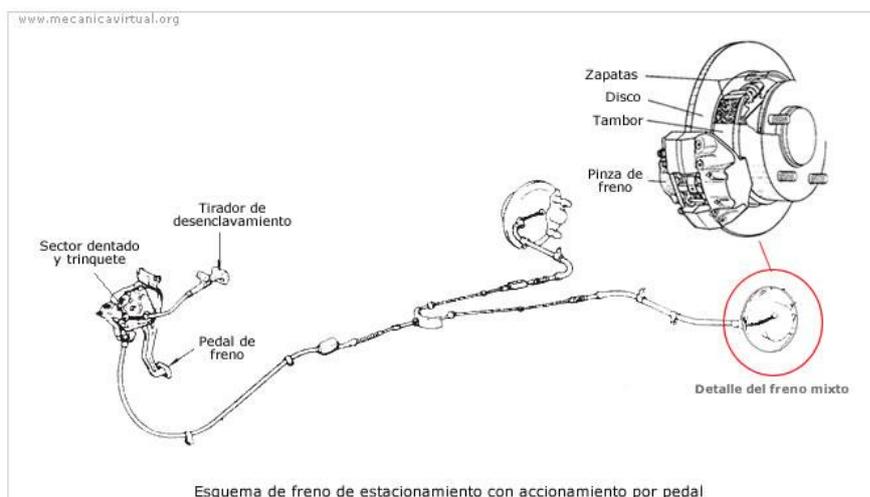


**Figura 39 Mecanismos de accionamiento de los frenos de mano**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

Aunque no es lo habitual hay vehículos donde el mando del freno de estacionamiento se hace por medio de un pedal, situado en el piso del vehículo, a la izquierda del pedal del embrague, en una zona alejada donde no se pueda activar de manera indeseada. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

Este sistema se utiliza en combinación de un freno de disco que a su vez tiene acoplado un pequeño tambor con sus zapatas correspondientes que funcionarían solo cuando se acciona el freno de mano (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

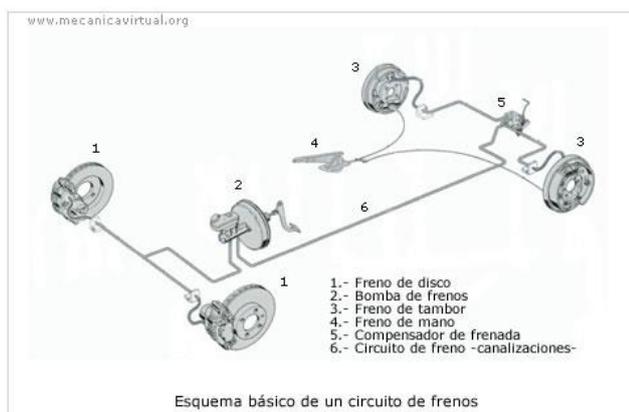


**Figura 40 Freno de estacionamiento con accionamiento por pedal**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### 2.3.4 Circuitos de frenos

Según la reglamentación vigente todo vehículo necesita llevar acoplados dos sistemas de frenado independientes; uno de ellos, el circuito principal de servicio debe ser capaz de detener el vehículo en movimiento a voluntad del conductor y otro circuito, auxiliar, que se emplea para bloquear las ruedas cuando el vehículo está estacionado. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 41 Esquema básico de un circuito de frenos**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### a.- Circuito principal de frenos

El circuito principal es accionado por un mando de pedal situado en el interior del habitáculo que transmite la fuerza aplicada por el conductor a los elementos de frenado de las ruedas.

La transmisión de esfuerzos se realiza a través de un circuito hidráulico o neumático, aprovechando la energía transmitida por estos fluidos a través de un sistema multiplicador de esfuerzos, para que llegue a las ruedas con la fuerza necesaria para detener el vehículo. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

#### b.- Circuito auxiliar de frenos

El circuito auxiliar consiste en un mecanismo de freno mecánico, llamado freno de mano, accionado desde el interior del vehículo de forma que, una vez fijado el mando, las ruedas queden bloqueadas para evitar el deslizamiento.

Este mecanismo se aplica generalmente a las ruedas traseras.

### 2.3.5 Distribución de los circuitos de frenos

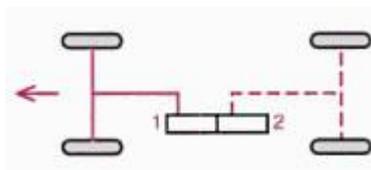
Los circuitos de freno se distinguen a este fin mediante letras: denominándose las distribuciones en: II, X, HI, LL y HH.

De estas cinco posibilidades de distribuir los circuitos de freno, las que más se utilizan son la II y la X, que requieren un empleo mínimo de tuberías rígidas, tubos flexibles, empalmes separables y juntas estáticas o dinámicas (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

Por eso el riesgo de un fallo a causa de fugas es tan bajo en cada uno de sus dos circuitos de freno como en un sistema de freno de un circuito. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

#### a.- Distribución "II"

Distribución eje delantero/eje trasero: un circuito de freno (1) actúa en el eje delantero y el otro circuito (2) actúa en el eje trasero.

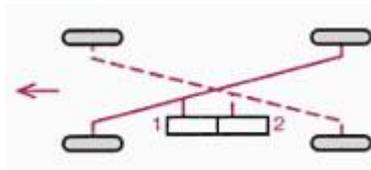


**Figura 42 Distribución "II"**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### b.- Distribución "x"

Distribución diagonal: cada circuito de freno actúa en una rueda delantera y en la rueda trasera diagonalmente opuesta



**Figura 43 Distribución “X”**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### 2.3.6 Sistemas de mando de frenos

Si un sistema de freno se acciona por completo o parcialmente por la fuerza muscular del conductor o absolutamente sin ésta, podemos distinguir entre tres modalidades:

- Sistema de freno por fuerza muscular
- Sistema de freno por fuerza auxiliar
- Sistema de freno por fuerza ajena

#### **a.- Sistema de freno por fuerza muscular**

En este sistema de freno utilizado en turismos y motocicletas, la fuerza muscular aplicada al pedal de freno o a la palanca de freno de mano se transmite mecánicamente (por varillaje o cable de accionamiento) o de modo hidráulico a los frenos de rueda. La energía para generar la fuerza de frenado procede exclusivamente de la fuerza física del conductor. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

#### **b.- Sistema de freno por fuerza auxiliar**

Este sistema es el más utilizado actualmente en automóviles y vehículos industriales ligeros. Se incrementa la fuerza muscular del conductor

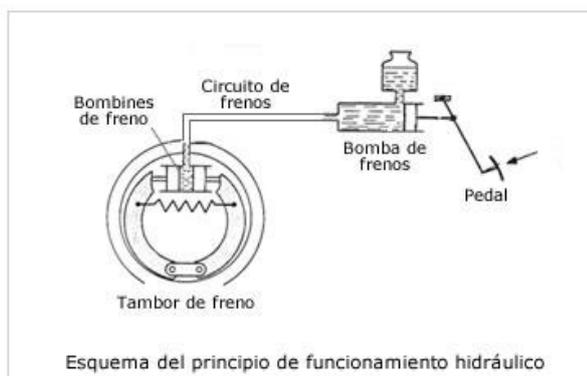
mediante la fuerza auxiliar de un servofreno. La fuerza muscular amplificada se transmite hidráulicamente a los frenos de rueda. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

### c.- Sistema de freno por fuerza ajena

El sistema de freno por fuerza ajena utilizado generalmente en vehículos industriales se emplea aisladamente en turismos grandes con ABS integrado. El freno de servicio de este sistema es accionado exclusivamente por fuerza ajena. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

El sistema trabaja con energía hidráulica (se basa en la presión de un líquido) y con transmisión hidráulica. El líquido de freno se almacena en acumuladores de energía (acumuladores hidráulicos). (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

El sistema de mando hidráulico se fundamenta en el hecho de que los líquidos son prácticamente incomprensibles y que según el principio de Pascal, la presión ejercida sobre un punto cualquiera de una masa líquida se transmite íntegramente en todas direcciones. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 44 Esquema del principio de funcionamiento hidráulico.**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

Cuando el conductor pisa el pedal de freno, se empuja el embolo del cilindro maestro, el cual comprime y desplaza el líquido por la canalización hasta el cilindro de rueda, en donde se produce el desplazamiento de sus émbolos para aplicar las zapatas contra el tambor. Una vez logrado esto, todo esfuerzo posterior del conductor sobre el pedal de freno se traduce en un aumento de presión en el circuito hidráulico, que aplica a las zapatas contra el tambor con mayor fuerza. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

Elementos principales de un sistema de accionamiento hidráulico de frenos:

- Depósito de líquido de frenos
- Cilindro principal o bomba
- Conmutador de la luz de freno
- Tuberías de conducción de líquidos
- Líquido de frenos
- Cilindros o bombines de freno
- Pedal de freno y sus articulaciones
- Servofreno

#### **d.- Cilindro principal o bomba de frenos (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

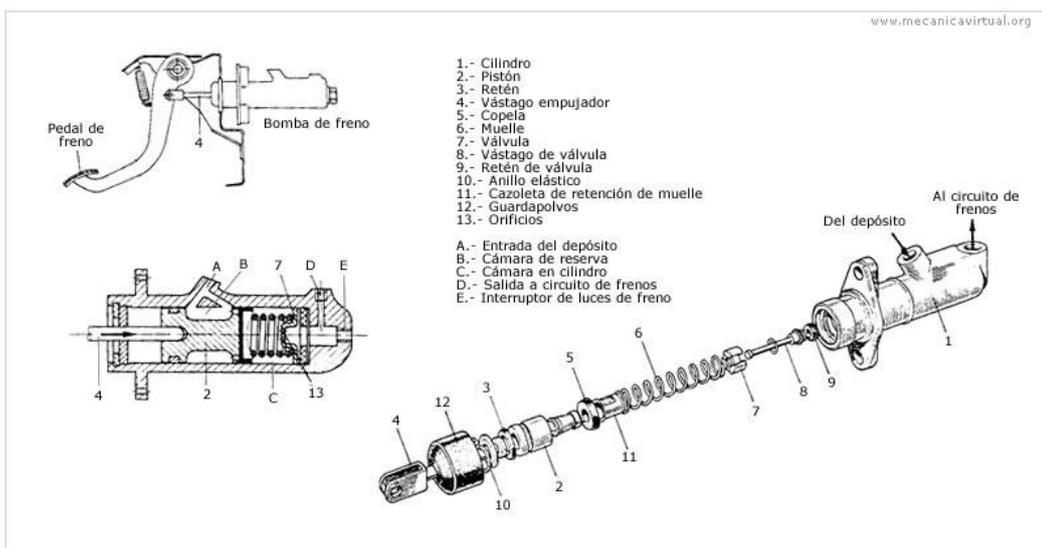
Este elemento es uno de los principales del sistema de freno hidráulico, ya que es el encargado de generar la presión que debe actuar sobre los pistones y bombines de freno.

La bomba de freno está constituida por un cilindro (1), con los orificios de entrada y salida de líquido, dentro del cual se desplaza un pistón (2), con un retén (3) que hace estanco el interior del cilindro, empujado por el vástago (4) de unión al pedal de freno. Por delante del pistón va montada la copela (5), el muelle (6) que mantiene el pistón en su posición de reposo y la válvula (7) que regula la presión de salida del líquido. El conjunto va cerrado con

una arandela y fiador elástico (10) que impiden que el pistón salga fuera del conjunto.

El vástago (4) puede ser accionado directamente por el pedal de freno (como en la figura inferior) o por un servofreno, si lo lleva instalando el sistema.

El depósito del líquido de frenos puede estar separado del cilindro principal o puede formar un solo cuerpo con él. El depósito suele llevar unas marcas de referencia que indican el nivel máximo y mínimo del líquido. En el tapón de llenado hay una válvula pequeña o simplemente un orificio, que permite la comunicación con el exterior para que la presión en su interior sea siempre la atmosférica.

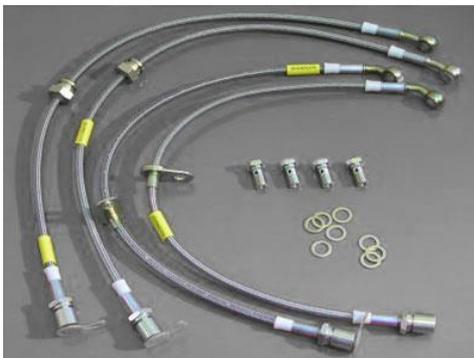


**Figura 45 Cilindro principal o bomba de frenos**  
Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

#### e.- Tuberías y latiguillos de conducción de líquidos de frenos

Las tuberías y latiguillos son los encargados de conducir el líquido de frenos, soportando la presión interna del líquido, dichos conductos deben ser de un diseño tal que soporten al menos la presión interna del líquido de freno durante una frenada brusca (que puede ser del orden de unos 100 bares-

1.450 PSI), además de resistir la agresión medioambiental y otros agentes agresivos del entorno.

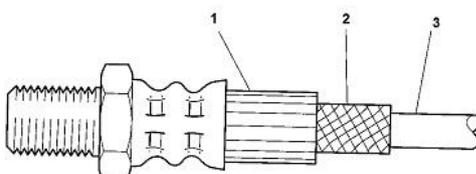


**Figura 46. Conjunto de líneas de frenos**

**Fuente: (Chacon, 2007)**

Las tuberías de frenos normalmente son tubos de acero y muchas veces están cubiertas con polímero para resistir la corrosión; usualmente tienen un alma nominal de 2.5 mm y un diámetro externo de 4.5 mm. Cada extremo de la tubería esta carenado con carena individual o doble para que coincida con el componente en el que se coloca, y tiene montada una tuerca de tuberías macho o hembra según sea el caso necesario. (INGEMECANICA, 2015)

Los tubos flexibles están contruidos en capas, de los que el revestimiento, ha de ser resistente al aceite mineral, y el externo a partículas duras y daños producido por piedras, agua, sal y demás contaminantes que puedan existir en la carretera. El producto que se utiliza es un polímero de mezcla de etileno propileno dieno (EPDM). Los tubos flexibles se utilizan en el último tramo hasta la conexión con los caliper de la rueda. (INGEMECANICA, 2015)



### **Figura 47 Constitución de latiguillo de frenos**

**Fuente: (INGEMECANICA, 2015)**

La capa interior (3) del tubo flexible ha de ser resistente al líquido de frenos, generalmente constituido por una mezcla de aceite mineral. El material empleado es un polímero de mezcla de etileno propileno dieno (EPDM) que es muy poco permeable. El material de la capa intermedia (2) es de rayón que ofrece unas buenas cualidades de resistencia a la presión interna, que en ocasiones puede superar los 100 bares, aunque se diseñe para una presión de rotura de al menos unas 5 veces mayor. La capa exterior (1) suele estar compuesta por unas fundas de plástico o acero inoxidable enrollados alrededor de los mismos para dar protección adicional contra el choque de partículas duras y daños producido por piedras, agua, sal y demás contaminantes que puedan existir en la carretera. (INGEMECANICA, 2015)

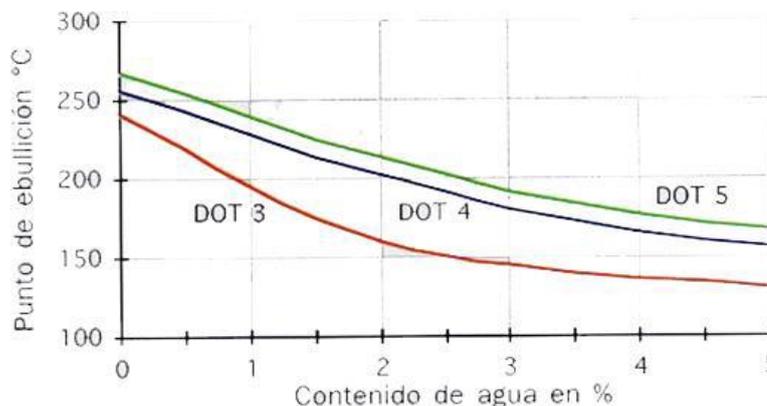
#### **d.- Líquido de frenos**

El líquido de frenos debe mantener la viscosidad correcta en todas las temperaturas de funcionamiento, tener un punto de ebullición alto además de que se requiere que debe ser capaz de absorber la humedad y aun así mantener el resto de las especificaciones por razones de seguridad operativa.

Los líquidos de frenos se identifican con las letras SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices) / DOT (Departamento de Transporte) que indican la naturaleza, mezcla y las características de actuación de esa marca de líquido en particular, según los tipos siguientes (INGEMECANICA, 2015).

- DOT 3: Cuyo punto de ebullición es de 205 °C. Aplicable en frenos convencionales.
- DOT 4: Cuyo punto de ebullición es de 255 °C. Este tipo es el empleado en sistemas de freno tipo disco/tambor o disco/disco, sin ABS.

- DOT 5: Cuyo punto de ebullición es de 270°C. Este tipo debe ser el utilizado para vehículos de altas prestaciones y aquellos que vayan dotados con sistemas ABS. (INGEMECANICA, 2015)



**Figura 48 Comparación de líquidos de frenos**

**Fuente: (VOROMV, 2012)**

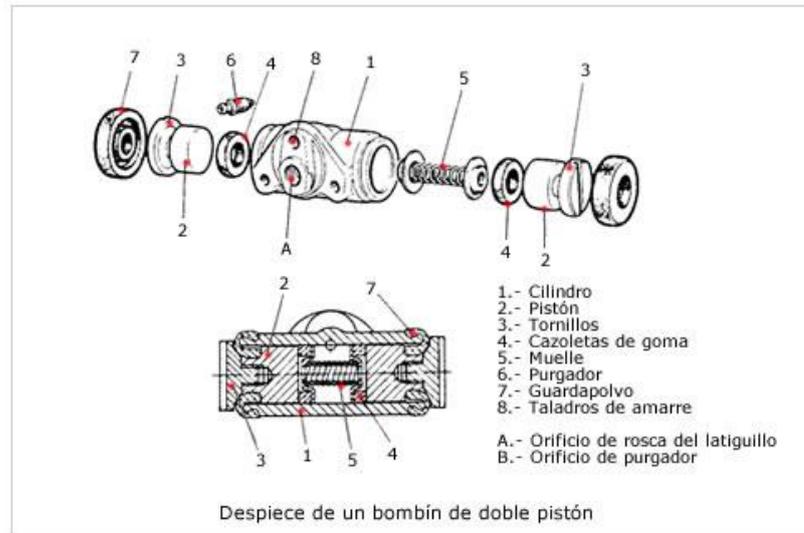
#### **e.- Cilindros o bombines de frenos**

Estos elementos son los encargados de efectuar el desplazamiento lateral de las zapatas para el frenado del tambor.

Según la finalidad que tienen que cumplir y la clase de freno empleado, se construyen tres tipos principales de bombines:

#### **f.- Bombín de doble pistón**

Está formado por un cilindro (1) con los taladros (8) de amarre al plato porta frenos. En su interior van alojados los pistones (2) en oposición, sobre los que van roscados los tornillos (3) para el apoyo de las zapatas. Las cazoletas de goma (4) hacen de retén para mantener estanco el interior del cilindro y los pistones se mantienen separados por la acción del muelle (5) centrado sobre las dos cazoletas retén (4). (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

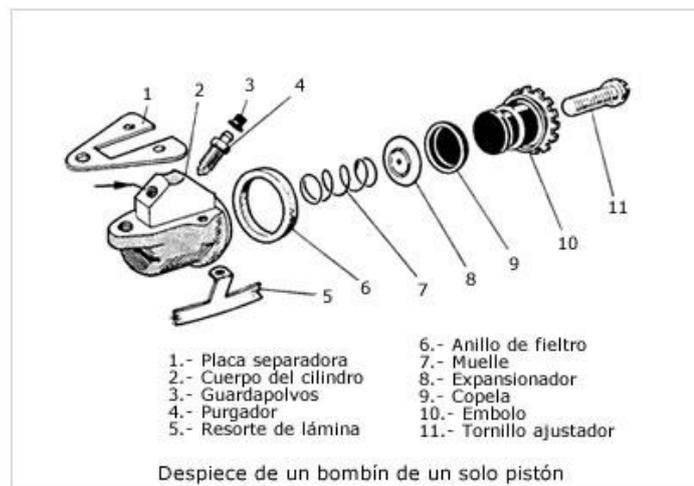


**Figura 49 Despiece de un bombín de doble pistón**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### g.- Bombín de émbolo único

Su constitución y funcionamiento es parecido al anterior, lleva un solo émbolo y se utiliza en los sistemas en que las dos zapatas son primarias.



**Figura 50 Despiece de un bombín de un solo pistón**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

## h.- Bombín de cilindros escalonado

También llamado "bombín diferencial" este modelo tiene dos pistones o émbolos de diámetros diferentes. El pistón más pequeño empujaría a la zapata primaria (la que más frena) y el de más diámetro empujaría a la zapata secundaria (la que menos frena).



**Figura 51 Bombín de embolo escalonado**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

## 2.4 Sistema de suspensión

### 2.4.1 Introducción

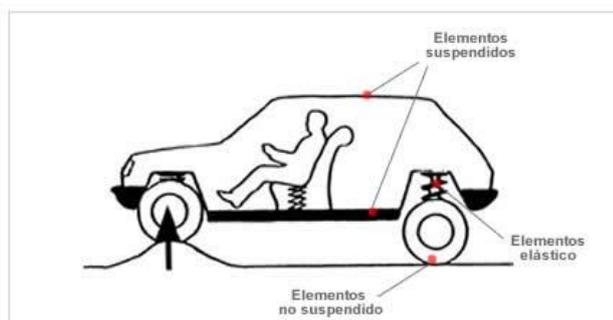
La suspensión del vehículo, es el sistema encargado de conectar las ruedas consideradas como masa no suspendida, con el chasis, masa suspendida. La función del sistema de suspensión en un vehículo es absorber las irregularidades del trazado por donde circula y mantener en contacto los neumáticos con el asfalto de la carretera, de esta manera se incrementará la estabilidad dinámica del vehículo (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

Además el sistema deberá satisfacer una serie de funciones a diferentes condiciones de funcionamiento como:

- Que las ruedas puedan seguir el camino desigual
- Aislar el chasis de la rugosidad en la carretera

- Mantener la correcta dirección de las ruedas sobre la superficie de la vía
- Reaccionar y reducir las fuerzas producidas por los neumáticos debido a aceleración, frenado y momentos de curvatura.

Los sistemas de suspensiones han ido evolucionando en el transcurso de los años de acuerdo a las necesidades y requerimientos de aplicabilidad, como los sistemas rígidos, semirrígidos e independientes.



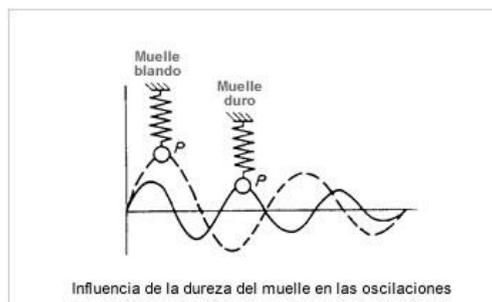
**Figura 52 Sistema de Suspensión**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### **a.- Característica de una suspensión**

Como los elementos de suspensión han de soportar todo el peso del vehículo, deben ser lo suficientemente fuertes para que las cargas que actúan sobre ellos no produzcan deformaciones permanentes. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

A su vez, deben ser muy elásticos, para permitir que las ruedas se adapten continuamente al terreno sin separarse de él. Esta elasticidad en los elementos de unión produce una serie de oscilaciones de intensidad decreciente que no cesan hasta que se ha devuelto la energía absorbida, lo que coincide con la posición de equilibrio de los elementos en cuestión; dichas oscilaciones deben ser amortiguadas hasta un nivel razonable que no ocasione molestias a los usuarios del vehículo en el momento de la conducción del mismo. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 53 Influencia de la dureza del muelle en las oscilaciones**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

## 2.4.2 Componentes de la suspensión

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento flexible o elástico (muelle de ballesta o helicoidal, barra de torsión, muelle de goma, gas o aire) y un elemento amortiguación (amortiguador), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014).

### a.- Amortiguadores y muelles helicoidales

#### Amortiguadores

El propósito principal de los amortiguadores es mantener la masa suspendida y la masa no suspendida amortiguada y bajo control por la amortiguación. Consiste en la influencia dentro de un sistema oscilatorio que tiene el efecto de reducir, restringir o impedir las oscilaciones, proceso producido por la disipación de energía almacenada en la oscilación.

Mientras los resortes o muelles soportan el peso de la masa suspendida del vehículo, los amortiguadores controlan la variación de rebote de los muelles, hay diversas configuraciones dentro de los amortiguadores que son, hidráulicos, gas o mixtos.

### **Amortiguador de fricción**

Realiza la amortiguación de las oscilaciones mediante la fricción entre discos presionados contra muelles regulables. Los discos están conectados a las masas suspendidas y no suspendidas mediante brazos oscilantes. (marcsergio, 2015)

### **Amortiguador de palanca**

Está formado por un cilindro en cuyo interior se aloja un émbolo que es accionado por una palanca a través de un eje. (marcsergio, 2015)

### **Amortiguador giratorio**

El amortiguador giratorio está formado por un brazo de suspensión que sube en forma de arco y hace girar una paleta situada dentro de la carcasa del amortiguador. (marcsergio, 2015)

### **Amortiguador telescópico**

Aquí un pistón se desliza por el interior de un cilindro lleno de aceite. Los orificios calibrados del pistón permiten que el aceite pase entre las dos cámaras del cilindro (superior e inferior) amortiguando así la oscilación del muelle. (marcsergio, 2015)

### **Amortiguador mono tubo de gas**

Está compuesto por dos tubos y las reservas de aceite van cargadas parcialmente en el depósito. (marcsergio, 2015)

### **Amortiguador variable**

Es una versión especial del amortiguador de gas bitubo. La principal característica es que su amortiguación varía con la carga del vehículo. (marcsergio, 2015)

Las características que ofrecen los amortiguadores son:

- Controlar el movimiento del cuerpo o masa suspendida.
- Controlar el rebote de la suspensión o la masa no suspendida.
- Manipulación mediante el control de la tasa de transferencia de peso.
- Se mantenga el neumático en contacto con la pista.
- Maximizar adherencia de los neumáticos.



**Figura 54 Amortiguador de fricción**

**Fuente: (marcsergio, 2015)**

## **Muelles**

Los muelles consisten en una varilla de acero enrollada. Estos absorben la energía que se produce por perturbaciones del neumático debido a los impactos producidos por las irregularidades de la superficie o perturbaciones producidas por la transferencia de cargas entre los ejes.

Características que ofrecen los muelles son:

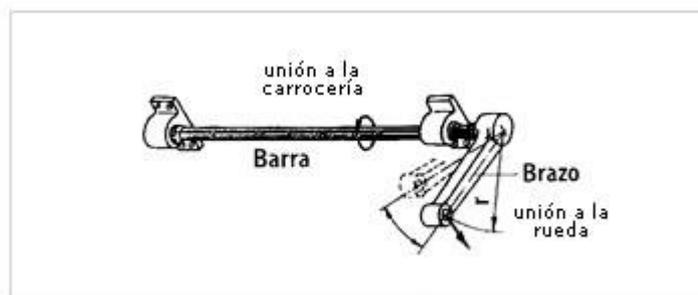
- Permitir que las ruedas se muevan respecto al chasis.
- Absorber perturbaciones producidas por baches, bordillos, etc.
- Mantener la respuesta y control del vehículo en cambios de dirección rápidos.
- Mantener el comportamiento deseado del chasis respecto a geometría, transferencia de peso y carga aerodinámica.



**Figura 55 Muelles helicoidales**  
**Fuente: (Kaz Technologies, 2015)**

### **b.- Barra de torsión**

Este tipo de resorte utilizado en algunos turismos con suspensión independiente, está basado en el principio de que si a una varilla de acero elástico sujeta por uno de sus extremos se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, esta varilla tenderá a retorcerse, volviendo a su forma primitiva por su elasticidad cuando cesa el esfuerzo de torsión. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

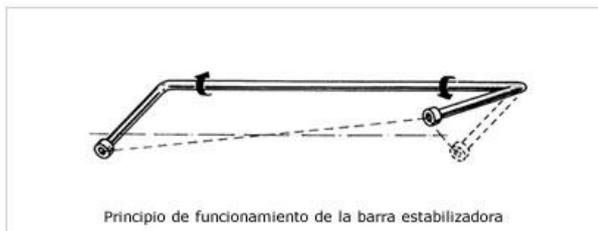


**Figura 56 Barra de torsión**  
**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### **c.- Barras estabilizadoras**

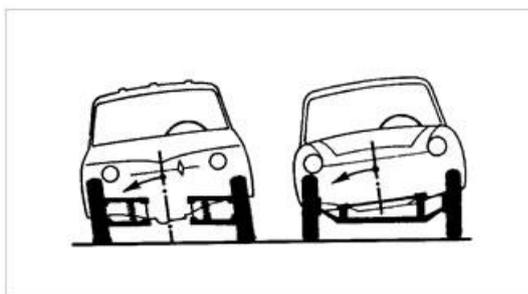
La barra estabilizadora o anti balanceo es una barra de acero en forma de U unida a la carrocería y a los brazos de suspensión de las ruedas de un mismo eje, derecha e izquierda.

Su principal misión es reducir la inclinación de la carrocería en las curvas beneficiando la estabilidad del vehículo. (marcsergio, 2015)



**Figura 57 Barra estabilizadora**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**



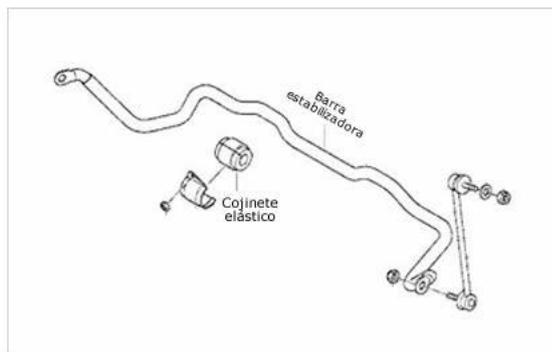
**Figura 58 Efecto de balanceo.**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### **d.- Silentblocks y cojinetes elásticos**

El silentblock es un elemento de unión elástico fabricado a base de caucho y metal cuya misión es amortiguar los golpes existentes entre dos elementos en los que existe movimiento.

Los cojinetes elásticos son elementos de caucho que permiten la unión de los componentes de la suspensión facilitando un pequeño desplazamiento. Su montaje suele realizarse mediante bridas o casquillos metálicos (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014).



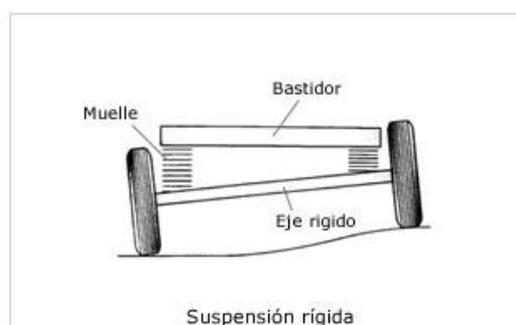
**Figura 59 Cojinetes Elásticos**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### 2.4.3 Modelos de suspensión mecánica

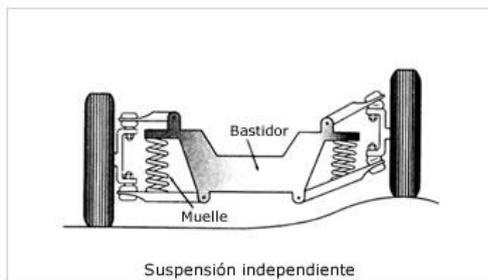
Según el tipo de elementos empleados y la forma de montajes de los mismos, existen varios sistemas de suspensión, todos ellos basados en el mismo principio de funcionamiento. Constan de un sistema elástico, amortiguación y barra estabilizadora independientes para cada uno de los ejes del vehículo. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014).

Actualmente existen distintas disposiciones de suspensión cuyo uso depende del tipo de comportamiento que se busca en el vehículo: mayores prestaciones, más comodidad, sencillez y economía, etc. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



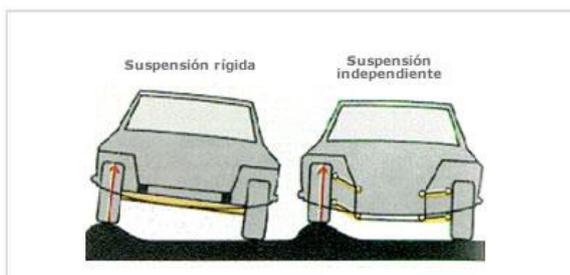
**Figura 60 Suspensión rígida**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**



**Figura 61 Suspensión independiente**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**



**Figura 62 Tipos de suspensiones**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

#### 2.4.4. Clasificación de las suspensiones

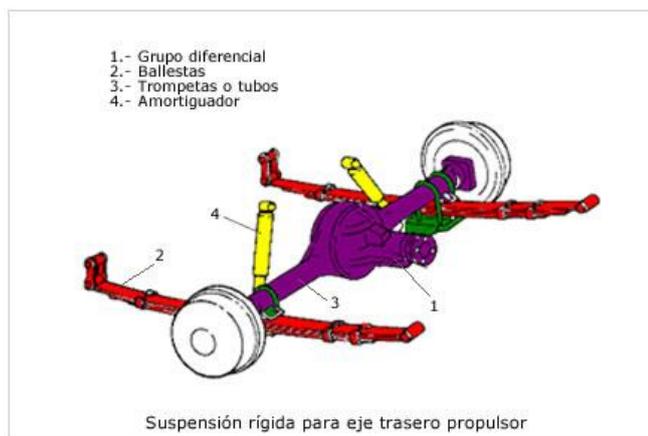
Se pueden clasificar las suspensiones mecánicas en tres grupos:

- Suspensiones rígidas: en las que la suspensión de una rueda va unida a la otra mediante un eje rígido, se transmiten las vibraciones de una rueda a la otra.
- Suspensiones semirrígidas: similares a las suspensiones rígidas pero con menor peso no suspendido.
- Suspensiones independientes: en esta disposición las ruedas tienen una suspensión independiente para cada una de ellas. Por lo tanto no se transmiten las oscilaciones de unas ruedas a otras.

### a.- Suspensiones rígidas

Este tipo de suspensiones están formadas por un "eje rígido" en cuyos extremos se encuentran las ruedas. Por tal razón, todo el movimiento que afecta a una rueda se transmite a la otra del mismo eje, es decir al elevarse una rueda, se extiende su inclinación al eje y de este a la otra rueda. Como el eje va fijado directamente sobre el bastidor, la inclinación se transmite a todo el vehículo. Las ventajas que presta este tipo de suspensión es su resistencia y economía, y su desventaja de ser poco cómoda para los ocupantes y ofrecer una menor seguridad. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

El peso de las masas no suspendidas aumenta notablemente debido al peso del eje rígido.



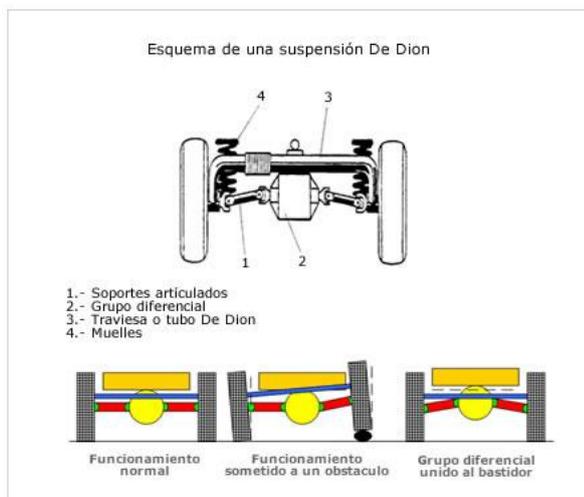
**Figura 63 Suspensión para eje trasero propulsor**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

### b.- Suspensiones semirrígidas

Estas suspensiones son muy parecidas a las anteriores su diferencia principal es que las ruedas están unidas entre sí como en el eje rígido pero transmitiendo de una forma parcial las oscilaciones que reciben de las irregularidades del terreno. En cualquier caso aunque la suspensión no es rígida total tampoco es independiente.

La función motriz se separa de la función de suspensión y de guiado o lo que es lo mismo el diferencial se une al bastidor, no es soportado por la suspensión. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 64 Suspensión De Dion**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

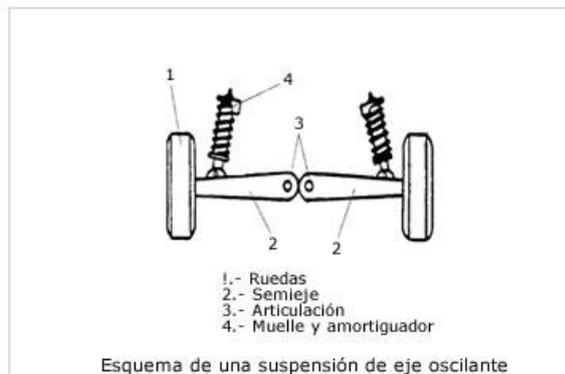
### **c.- Suspensiones independientes**

La suspensión independiente es más óptima desde el punto de vista de confort y estabilidad al reducir de forma independiente las oscilaciones generadas por el pavimento sin transmitir las de una rueda a otra del mismo eje. La principal ventaja añadida de la suspensión independiente es que posee menor peso no suspendido que otros tipos de suspensión por lo que las acciones transmitidas al chasis son de menor magnitud. El diseño de este tipo de suspensión deberá garantizar que las variaciones de caída de rueda (camber) y ancho de ruedas en las ruedas directrices deberán ser pequeñas para conseguir una mayor maniobrabilidad. (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

Los tipos de suspensión de tipo independiente son:

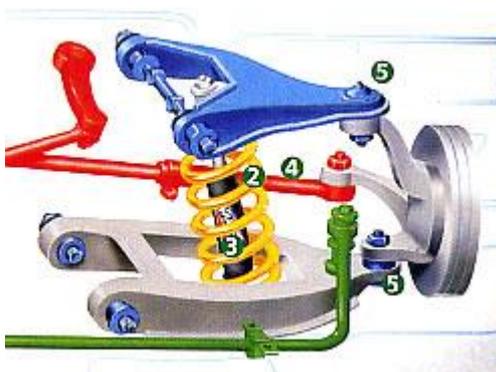
- Suspensión de eje oscilante.
- Suspensión de brazos tirados.

- Suspensión McPherson.
- Suspensión de paralelogramo deformable.
- Suspensión multibrazo (multilink)



**Figura 65 Suspensión de eje oscilante**

**Fuente:** (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)



**Figura 66 Suspensión de paralelogramo deformable.**

**Fuente:** (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)

## 2.4 Sistema de dirección

### 2.4.1 Introducción

El sistema de dirección es el conjunto de componentes que tienen la misión de orientar la (las) rueda (ruedas) delantera (delanteras) para que el vehículo se desplaza siga la ruta deseada por el conductor y absorber las irregularidades del terreno.

El sistema de dirección en las motocicletas es bastante sencillo y directo, comparado con los sofisticados mecanismos de los automóviles, compuestos de innumerables piezas, ejes y engranajes, la dirección de la motocicleta ofrece una precisión envidiable, se siente directamente en las manos las irregularidades del terreno por eso es de suma importancia conocer el sistema de dirección de nuestra motocicleta. (Magazine, Body Auto, 2015)



**Figura 67 Dirección de motocicleta**

**Fuente: (Asprón, 2003)**

#### **2.4.2 Características que debe reunir todo sistema dirección (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

Todo sistema de dirección debe reunir una serie de cualidades que proporcionan al conductor, la seguridad y comodidad necesaria en la conducción. Estas cualidades son las siguientes:

- Seguridad: Depende de la fiabilidad del mecanismo, de la calidad de los materiales empleados y del entretenimiento adecuado.
- Suavidad: Se consigue con un montaje preciso y un perfecto engrase. La dureza en la conducción hace que ésta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por colocar un neumático inadecuado o mal inflado, por carga excesiva sobre las ruedas directrices y por estar el eje o el chasis deformado.
- Precisión: se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave.

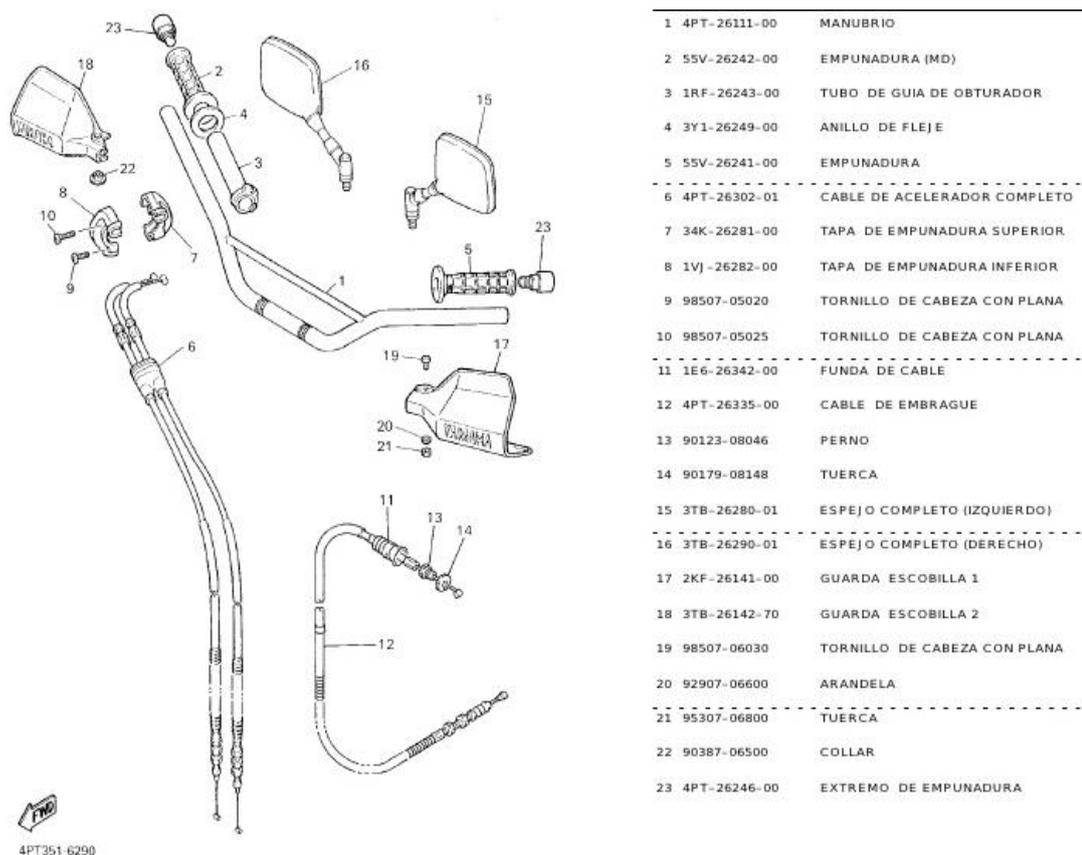
### 2.4.3 Componentes de la dirección

En las motocicletas la dirección está compuesta, de sus elementos que son:

- Manillar
- Amortiguador de dirección
- Horquilla de dirección
- Tubo de horquilla
- Árbol triple
- Barra de dirección
- Rodamientos o cunas
- Ruedas y neumáticos

#### a.- Manillar

El manillar de una motocicleta, llamado en algunos países manubrio, se refiere al mecanismo de dirección para las motocicletas, el equivalente de un volante. Además de la dirección, el manillar también en la mayoría de las veces, según su posición de conducción, dan soporte a una parte del peso del motociclista y proporciona un lugar conveniente para el montaje del acelerador, de la palanca de frenos, manilla de embrague, arranque, luces, entre otros. (Wikipedia®, 2015)



**Figura 68 Manillar**  
**Fuente: (Marlong, 2009)**

### b.- Amortiguador de dirección

Los amortiguadores de dirección son uno de los elementos que ha pasado de la competición a la calle para mejorar la seguridad, entre otros factores. Su principal función es atenuar las reacciones del manillar de la moto que al ser directa transmite a nuestros brazos las irregularidades de la carretera. (Villa, 2013)



**Figura 69 Amortiguador de dirección**

**Fuente: (Villa, 2013)**

Los amortiguadores de dirección unen la horquilla delantera con el chasis con un pistón parecido al de la amortiguación de la propia moto pero mucho más pequeño, este pistón es el encargado con la ayuda del aceite de atenuar y filtrar las reacciones bruscas de la dirección.

### **c.- Horquilla de dirección**

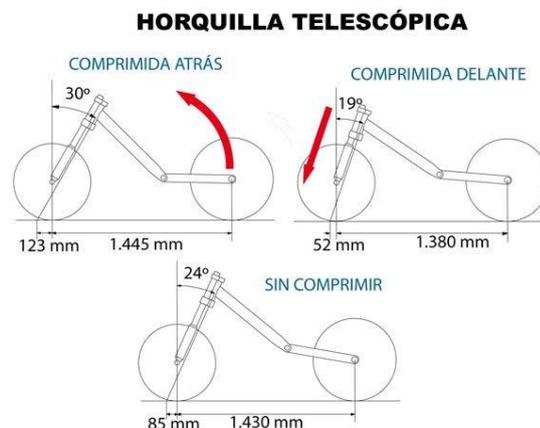
Una horquilla de motocicleta es la parte de la motocicleta que conecta la rueda delantera con el manubrio y el chasis de la misma, típicamente mediante un par de abrazaderas triples. Normalmente tiene incorporada la suspensión y el freno delantero, y permite que el eje vertical de la rueda delantera gire para cambiar la dirección de la motocicleta en las curvas (Wikipedia®, 2015)



**Figura 70 Horquilla**

**Fuente: (MOTORCICLO, 2002)**

La horquilla y sus puntos de sujeción al chasis establecen los parámetros críticos geométricos del lanzamiento y avance, los que ocupan un juego principal en el manejo y estabilidad de la moto en curvas, rectas y frenado



**Figura 71 Horquilla telescópica**

**Fuente: (MotosvanBlog, 2015)**

#### **d.- Tubo de horquilla**

Generalmente empleados en pares. Los tubos de horquilla' (o "pistones") unen la llanta frontal de la motocicleta al cuadro. Típicamente comprenden la suspensión delantera y en las horquillas telescópicas y tienen como misión amortiguar los rebotes del camino y sostener la moto de adelante en el caso del frenado. (Wikipedia®, 2015)

Dentro de la mayoría de los tubos hay resortes, aceite de horquilla y aire, de modo que se crea un amortiguador. Algunas horquillas permiten agregar o quitar aire a presión de para aumentar la rigidez de la suspensión. Las horquillas de calidad tienen un tubo flexible de aire entre ambos pistones de la horquilla para balancear la presión entrambos. Algunos pistones modernos tienen un tornillo que ajusta la presión del resorte para aumentar o disminuir la precarga (Wikipedia®, 2015)



**Figura 72 Preparaciones de suspensiones**

**Fuente: (Online, © Mx Store, 2015)**

**e.- Árbol triple, yoke o yugo**

Un árbol triple ("triple clamp" (US), "yoke" (UK)) o Yugo es un herraje que fija los tubos pistones de la horquilla al chasis mediante pivotes giratorios, los cuales permiten al ensamble de la horquilla moverse de lado a lado, y por lo tanto girar la motocicleta. La mayoría de las motocicletas tienen un yugo superior y un yugo inferior, que le dan 2 puntos de apoyo para mantener los tubos de la horquilla paralelos y al mismo tiempo que sostienen el eje de giro (pivote) de la dirección al chasis (Wikipedia®, 2015)



**Figura 73 Árbol triple**

**Fuente: (MotosvanBlog, 2015)**

**f.- Barra de dirección (eje de giro)**

La barra de dirección es la que permite direccionar el rumbo de la motocicleta mediante el manillar de dirección, también es la encargada de conectar el pivote de la dirección, que es parte integral del chasis y el árbol triple (yugo).



**Figura 74 Barra de dirección**

**Fuente: (ALIBABA, 1995)**

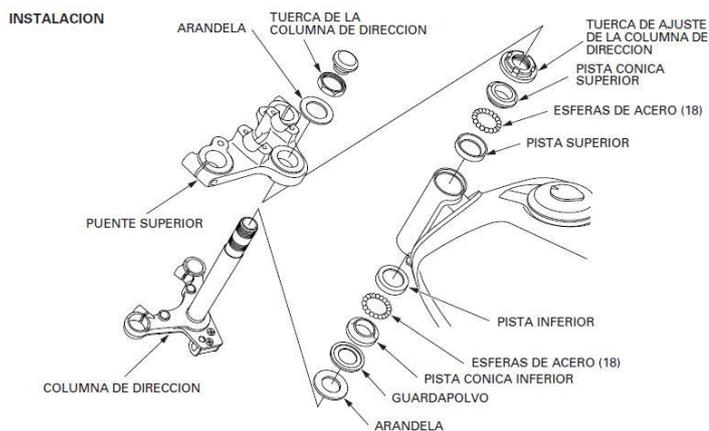
### **g.- Rodamientos o cunas**

Los rodamientos de la dirección están situados en la unión de vigas (telescopio) y ambos extremos de la barra de dirección. Su función son las de proporcionar suavidad y uniformidad al giro de la rueda delantera de la motocicleta en todo momento desde las frenadas y giros bruscos, también han de soportar las sacudida y tensiones de baches e irregularidades del terreno. Existen dos diseños normales de los cojinetes de dirección, son los de pistas con bolas y los de rodillos cónicos. Ya sea por su diseño del fabricante, ambos cumplen la misma función, que es la de proporcionar un suave desplazamiento circular y no permitir ningún movimiento vertical o lateral de la dirección. (Magazine, Body Auto, 2015)



**Figura 75 Rodamientos o cunas**

**Fuente: (Magazine, Body Auto, 2015)**



**Figura 76 Despiece de rodapiamientos**  
**Fuente: (Magazine, Body Auto, 2015)**

## h.- Ruedas y neumáticos (ETRASA, 2009)

### Ruedas

Las ruedas compuestas por la llanta y el neumático son parte esencial y de máxima importancia en la motocicleta. Gracias a ellas:

- La motocicleta se mueve
- Mantenemos el equilibrio
- Podemos elegir la direcci3n adecuada
- Tenemos la adherencia con el pavimento

Las ruedas soportan la carga que transportamos, y tambi3n el mayor esfuerzo de la frenada. Los neumáticos tambi3n tienen una misi3n de suspensi3n.

En cierto modo podríamos decir que todo el resto de elementos se dirigen a conseguir que las ruedas cumplan estos cometidos.



**Figura 77 Ruedas**

**Fuente: (Grijalba, 2009)**

## **Neumáticos**

Los neumáticos determinan de modo decisivo el comportamiento de la motocicleta durante la marcha. Son diseñados tras análisis y estudios muy intensos y costosos.

### **Identificación de los neumáticos**

Los laterales de los neumáticos están provistos de unos signos de identificación. Las letras y los números que llevan, nos proporcionan información acerca de:

- El tipo y calidad del neumático
- Sus dimensiones
- La velocidad máxima a que se puede circular con ellos
- El tipo de construcción

### **Signos de identificación de un neumático**

Signos de identificación de un neumático referentes a las dimensiones y marca de fabricación de un neumático de baja sección

Marca Comercial 195/55 R 16 – 20 S

195: Anchura del neumático (en milímetros)

55: Relación entre la altura y la anchura

R: Tipo radial (la “V” sería diagonal)

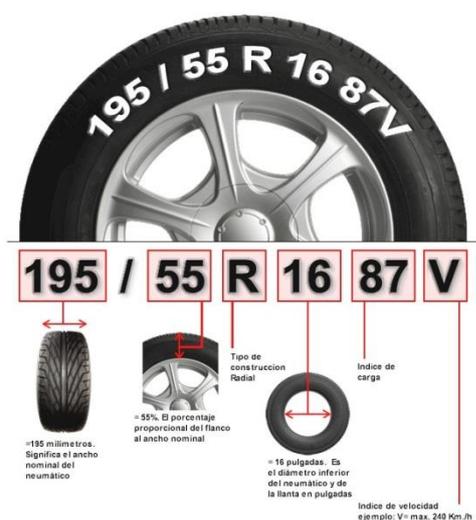
16: El diámetro interior y corresponde a la llanta (en pulgadas)

20: Índice de carga

S: Código de velocidad

Tubeless: Neumático para ser montado sin cámara

E9: Código de homologación del país fabricante del neumático



**Figura 78 Neumáticos**

**Fuente: (HOMOLOGACION, 2013)**

Los índices de carga y velocidad de los neumáticos se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas).

## CAPÍTULO III

### 3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE ACCESO, FRENOS, SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN

#### 3.1 Diseño de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección

Para que el diseño de cada uno de los sistemas mecánicos sea el idóneo se contara con una previa selección de alternativas la cual conjuntamente con una matriz de selección determinaran el sistema óptimo de funcionamiento de cada uno de los sistemas.

##### a.- Selección de alternativas

Durante el proceso la toma de decisiones debe ser objetiva y lógica, adoptando la mejor alternativa que satisfaga las necesidades para el diseño y ensamblaje de cada uno de los sistemas mecánicos, por lo que el planteamiento de varias alternativas permitirán analizar factores primordiales para establecer la opción idónea para cada uno de los sistemas, de esta manera se logrará el óptimo desempeño de los mismos.

##### b.- Matriz de selección

Las alternativas se deben evaluar y seleccionar de la mejor opción, proceso realizado mediante una matriz de selección lo cual evalúa los factores más importantes a través de un factor de ponderación (FP) igual a 1, valor dividido entre cada factor de selección acorde a la importancia del mismo.

Se analiza cada factor de selección y se lo marca (X) la mejor opción y al final se suman los factores de ponderación, estableciendo con el mayor puntaje la alternativa para cada uno de los sistemas.

### **c.- Factor de seguridad**

Robert L. Mott establece que para el diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente, el factor de seguridad  $N$  será de 2.5 a 4.0 (Mott, 2006).

Dentro del diseño de los sistemas mecánicos, ciertos elementos de los mismos tendrán un factor de seguridad superior a 3, debido a las altas prestaciones de seguridad que demanda el triciclo como medio de transporte de personas discapacitadas.

### **d.- Material seleccionado**

El material seleccionado para el diseño de los diferentes sistemas mecánicos es el acero estructural ASTM A 36, ya que es aplicable a una gran variedad de perfiles, planchas y platinas de la misma calidad. Tiene un esfuerzo de fluencia de  $2530 \text{ kg/cm}^2$  (250 MPa, 36 ksi) y un esfuerzo mínimo de ruptura en tensión de  $4080 \text{ kg/cm}^2$  a  $5620 \text{ kg/cm}^2$  (400 a 550 MPa, 58 a 80 ksi), y su soldabilidad es adecuada. (ahmsa, 2015)

#### **3.1.1 Diseño del sistema de acceso**

El diseño del sistema de acceso del triciclo monoplaza eléctrico le permitirá a la persona con discapacidad en sus extremidades inferiores poder subir y bajar del mismo con su silla de ruedas, mediante una rampa plegable la cual le brinda autonomía a dicha persona.

### a.- Selección de alternativas



### b.- Matriz de selección

Mediante la matriz representada en la tabla 3.1 se determina el sistema de acceso que garantice el buen funcionamiento del mismo.

**Tabla 2**

**Matriz de selección para el sistema de acceso**

Factores de Selección	FP	Rampa Fija	Rampa Telescópica	Rampa plegable
Eficiente	0.30	-	-	X
Seguridad	0.25	X	X	X
Capacidad de carga	0.20	X	-	X
Peso reducido	0.15	X	-	X
Costo	0.10	X	-	-

---

	$\Sigma$	0.70	0.25	0.90
--	----------	------	------	------

---

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un sistema de acceso de rampa plegable.

### **c.- Parámetros de diseño**

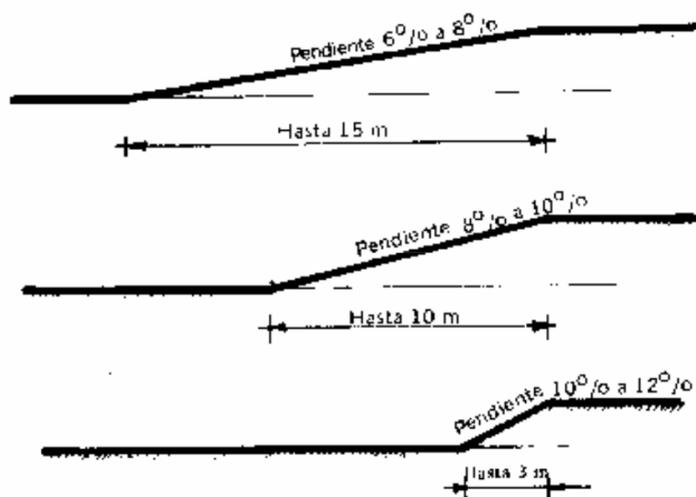
Los principales parámetros involucrados en el diseño de la rampa de acceso para personas con discapacidad en sus extremidades inferiores son:

- Pendiente longitudinal (%)
- Altura a salvar (desnivel).
- Longitud de base.
- Peso de una persona promedio
- Peso de una silla de ruedas standard

### **Pendientes longitudinales**

En la NORMA TECNICA ECUATORIANA INEN 2245:2000, se establecen los siguientes rangos de pendientes longitudinales máximas para los tramos de rampa entre descansos, en función de la extensión de los mismos, medidos en su proyección horizontal. (2245:2000, 2000)

- Hasta 15 metros: 6% a 8%
- Hasta 10 metros: 8% a 10%
- Hasta 3 metros: 10% a 12%



**Figura 79 Pendientes**

**Fuente: (2245:2000, 2000)**



**Figura 80 Guía de rampas**

**Fuente: (Mundorampas.com, 2015)**

Para reducir el esfuerzo emitido por la persona en silla de ruedas hay que seleccionar siempre la rampa más larga posible, cuánto más larga sea la rampa, menor será la pendiente a superar.

### Altura a salvar (desnivel)

Es el desnivel que existe entre el suelo y el punto de anclaje de la rampa al triciclo. La misma que viene dada en centímetros en la tabla 3.

**Tabla 3**

#### Altura a salvar

Altura a salvar: Diferencia de nivel	1:4 25%	1:6 16.6%	1:8 12.5%	1:10 10%	1:12 8.3%
10 cm	40 cm	60 cm	80 cm	100 cm	12 cm
15 cm	60 cm	90 cm	120 cm	150 cm	180 cm
20 cm	80 cm	120 cm	160 cm	200 cm	240 cm
25 cm	100 cm	150 cm	200 cm	250 cm	300 cm
30 cm	120 cm	180 cm	240 cm	300 cm	360 cm
35 cm	140 cm	210 cm	280 cm	350 cm	420 cm
40 cm	160 cm	240 cm	320 cm	400 cm	480 cm
45 cm	180 cm	270 cm	360 cm	450 cm	540 cm
50 cm	200 cm	300 cm	400 cm	500 cm	600 cm
55 cm	220 cm	330 cm	440 cm	550 cm	660 cm
60 cm	240 cm	360 cm	480 cm	600 cm	720 cm
65 cm	260 cm	390 cm	520 cm	650 cm	780 cm
70 cm	280 cm	420 cm	560 cm	700 cm	840 cm
75 cm	300 cm	450 cm	600 cm	750 cm	900 cm

Fuente: (Mundorampas.com, 2015)

### Longitud de base

Para determinar la longitud de base de la rampa, la cual permita mantener un buen equilibrio entre pendiente y espacio de uso aceptable para la situación de ascenso y descenso del triciclo por parte de la persona con discapacidad en sus extremidades inferiores se tomó para el diseño de la misma la pendiente de 1:8 (12.5%).

$$l_b = h * 8 \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Dónde:

$l_b$  = Longitud de base.

$h$  = Altura a salvar

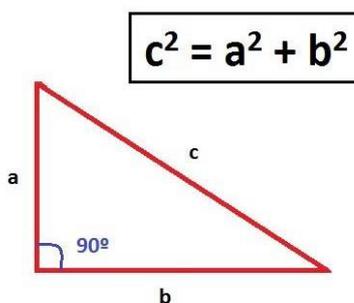
8 = Valor multiplicador

$$l_b = 24 \text{ cm} * 8$$

$$l_b = 192 \text{ cm}$$

### Longitud de rampa

La longitud de rampa viene dada por el Teorema de Pitágoras el mismo que señala que: “El cuadrado de la hipotenusa, en los triángulos rectángulos, es igual a la suma de los cuadrados de los catetos” (Definicion.de, 2008)



**Figura 81 Teorema de Pitágoras**

**Fuente: (Martinez, 2015)**

$$c = \sqrt{a^2 + b^2}$$

$$l_r = \sqrt{h^2 + l_b^2} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Dónde:

$l_r$  = Longitud de rampa

$h$  = Altura a salvar

$l_b$  = Longitud de base.

$$l_r = \sqrt{24^2 + 192^2}$$

$$l_r = 193.49 \text{ cm}$$

### Grado de inclinación

Para determinar el grado de inclinación de la rampa utilizamos la fórmula de la tangente de un triángulo rectángulo:

$$\tan \theta = \frac{a}{b}$$

$$\tan \theta = \frac{h}{l_b} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Dónde:

$\tan \theta$  = Tangente

$h$  = Altura a salvar

$l_b$  = Longitud de base.

$$\tan \theta = \frac{24 \text{ cm}}{192 \text{ cm}}$$

$$\tan \theta = 0.125$$

$$\theta = \tan^{-1} * 0.125$$

$$\theta = 7.125^{\circ}$$

### Peso de una persona promedio (Sanchez, 2014)

El peso de una persona promedio que mide entre 1.69 - 1.70 m es de 64 - 70 Kg dado por el índice de masa corporal (IMC) que se obtiene con la siguiente fórmula:

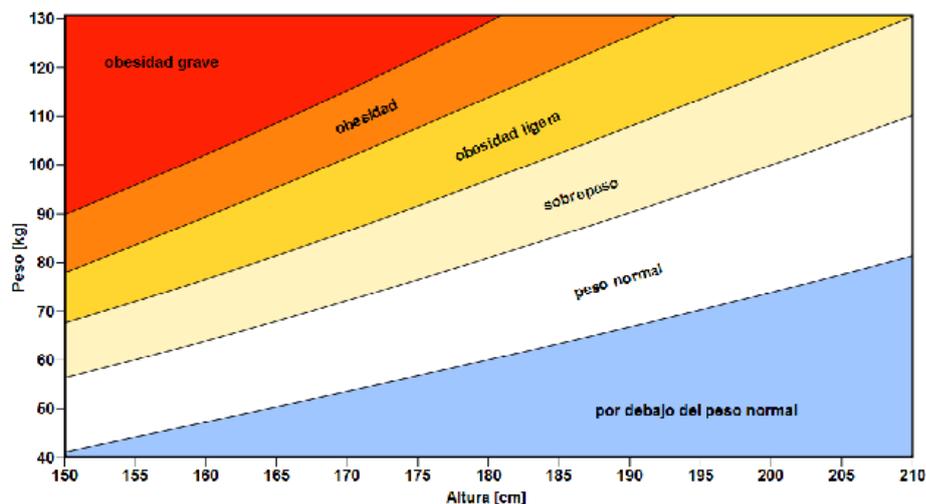
$$IMC = \frac{\text{Peso (Kg)}}{\text{Estatura (m}^2\text{)}} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

La clasificación de la Organización Mundial de la Salud establece que un IMC de:

Menos de 18.5: Bajo Peso

18.5 – 24.9: Normal

- 25 – 29.9: Sobrepeso
- 30 – 34.9: Obesidad tipo I
- 35 – 39.9: Obesidad tipo II
- 40: Obesidad tipo III



**Figura 82 Peso – Altura**

**Fuente: (Consultoris Vitae Salud, 2012)**

### **Peso de una silla de ruedas standard**

El peso de una silla de ruedas standard G – 902 C – 46 con apoyabrazos tipo escritorio removibles y apoya piernas con sistema de elevación y oscilación independientes elevable es de 22 Kg (Global Healthcare, 2010).



**Figura 83 Silla de ruedas standard G – 902 C – 46**

**Fuente: (Global Healthcare, 2010).**

En la figura 84 se puede observar los parámetros de diseño de la rampa.

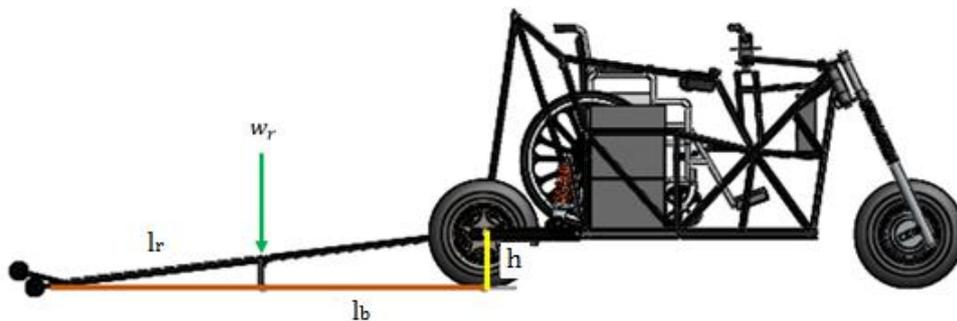


Figura 84 Parámetros de diseño

Tabla 4

Parámetros de diseño para la rampa

PARÁMETROS	DIMENSIÓN (MM)
Altura a salvar	240 mm
Longitud de base	1920 mm
Pendiente / ángulo	12.5 / 7.125 °
Peso de una persona promedio	70 Kg
Peso de una silla de ruedas standard	22 Kg

d.- Cálculos de fuerzas, momentos y esfuerzo equivalente de von Mises del sistema de acceso

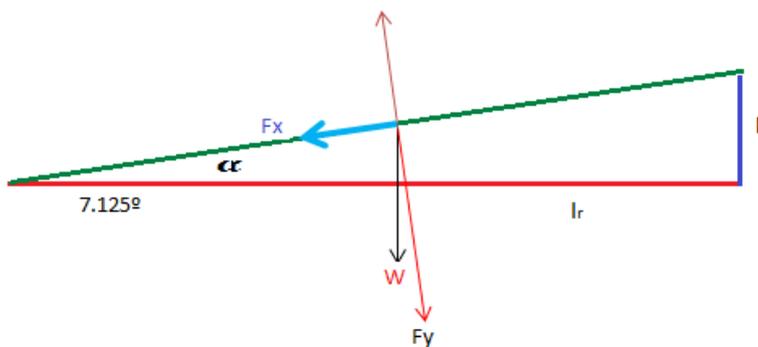


Figura 85 Diagrama de cuerpo libre de la rampa

$$m_t = m_p + m_s \quad \text{Ecuación 3.5}$$

$m_t$  = Masa total

$m_p$  = Masa de una persona promedio

$m_s$  = Masa de una silla de ruedas standard

$$m_t = 70 \text{ Kg} + 22 \text{ Kg}$$

$$m_t = 92 \text{ Kg}$$

$$w = m_t * g \quad \text{Ecuación 3.6}$$

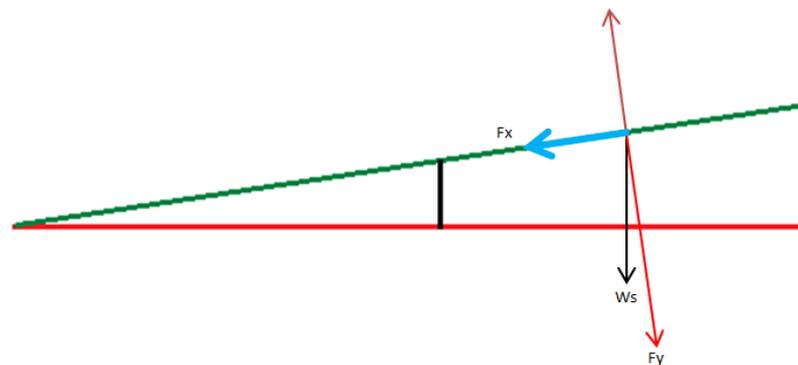
$w$  = Peso aplicado a la rampa

$g$  = Gravedad

$$w = 92 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$w = 902.52 \text{ N}$$

La rampa plegable consta de dos secciones por ende el peso aplicado a la rampa  $w$ , se divide para 2, con el fin de segmentar las fuerzas aplicadas.



**Figura 86 Diagrama de cuerpo libre de la sección de la rampa**

$$w_s = w/2 \quad \text{Ecuación 3.7}$$

$w_s$  = Peso aplicado en la sección

$$w_s = 902.52 \text{ N}/2$$

$$w_s = 451.26 \text{ N}$$

Debido a que el peso de la persona y de la silla de ruedas han sido valores standard, el peso aplicado a la sección tendrá un incremento del 11% para garantizar el buen funcionamiento y desempeño del sistema de acceso.

$$451.26 \text{ N} * 11\% = 49.63 \text{ N} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

$$w_s = 451.26 \text{ N} + 49.63 = 500 \text{ N} \quad \text{Ecuación 3.9}$$

Cada sección de la rampa está sometida a fuerzas fluctuantes, las mismas que son aplicadas en 8 puntos diferentes de la sección. Por ende el valor del peso aplicado en la sección  $w_s$ , se divide para 8.

$$w_p = w_s/8 \quad \text{Ecuación 3.10}$$

$w_p$  = Peso aplicado en cada punto

$$w_p = 500 \text{ N} / 8$$

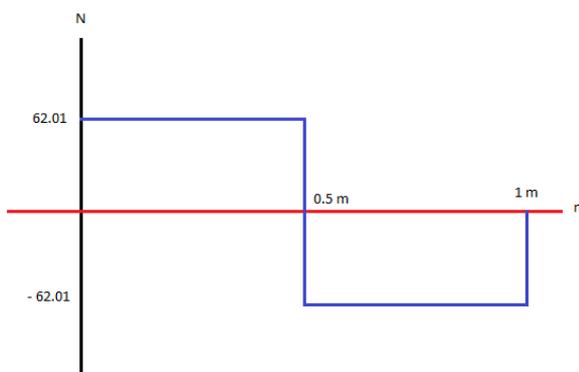
$$w_p = 62.5 \text{ N}$$

$$F_y = w_p * \cos \theta \quad \text{Ecuación 3.11}$$

$F_y$  = Fuerza aplicada en y

$$F_y = 62.5 \text{ N} * \cos 7.125$$

$$F_y = 62.01 \text{ N}$$



**Figura 87 Diagrama de fuerza cortante**

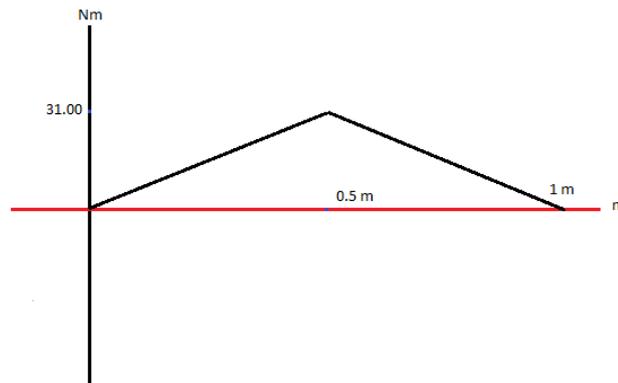
$$M_f = F_y * l \quad \text{Ecuación 3.12}$$

$M_f$  = Momento flexionante

$l$  = Longitud

$$M_f = 62.01 \text{ N} * 0.5 \text{ m}$$

$$M_f = 31.00 \text{ Nm}$$



**Figura 88 Diagrama del momento flexionante**

### Cálculo del esfuerzo normal máximo

$$\sigma_{max} = \pm \frac{M \cdot c}{I} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

$$\sigma_{max} = \pm \frac{M}{Z} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

$$\sigma_{max} = \pm \frac{31.00 \text{ Nm}}{6.9 \times 10^{-7} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{max} = \pm 44.92 \text{ MPa}$$

### Cálculo del esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{xy} = -\frac{V}{A_c} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

$$\tau_{xy} = -\frac{250 \text{ N}}{1.34 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\tau_{xy} = -1.86 \text{ MPa}$$

### Cálculo del esfuerzo equivalente de von Mises

$$\sigma_x, \sigma_y = -\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

$$\sigma_x, \sigma_y = -\frac{44.92 \text{ MPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{44.92 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (1.86 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_x, \sigma_y = -22.46 \pm 22.53$$

$$\sigma_x = -44.99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0.07 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 3.17}$$

$$\sigma' = \sqrt{(44.99)^2 - (44.99 \cdot 0.07) + (0.07)^2 + 3 \cdot (1.86)^2}$$

$$\sigma' = 45.07 \text{ MPa}$$

#### e.- Selección de mecanismo de apertura de la rampa

El mecanismo tipo bisagra es el utilizado para la apertura o cierre de la rampa, el cual consiste en dos piezas metálicas que están articuladas por un eje común y se fijan a las superficies de los dos cuerpos de la rampa, esto permite el giro de una de estas partes sobre la otra para juntar o separar las superficies.



**Figura 89 Mecanismo tipo bisagra**

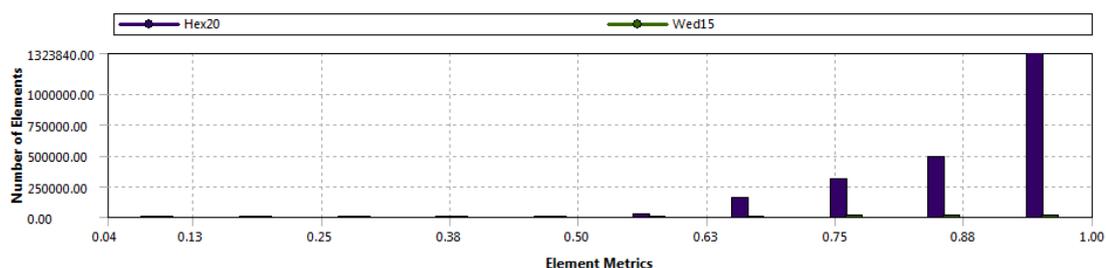
En la figura 90 se observa la rampa articulada, la cual al cerrarse funciona como puerta en la parte posterior del vehículo y al extenderse tiene la función de rampa para facilitar la movilidad del conductor.



**Figura 90 Rampa articulada**

### f.- Calidad del elemento

La calidad de la malla juega un papel importante en la estabilidad y exactitud de los cálculos numéricos, una de las propiedades asociadas con la calidad de una malla es la densidad y distribución de los nodos, con una buena relación de aspecto. En la figura 91 podemos observar la relación entre la calidad de los elementos vs. el número de elementos determinados para la simulación de nuestro sistema.



**Figura 91 Calidad del elemento**

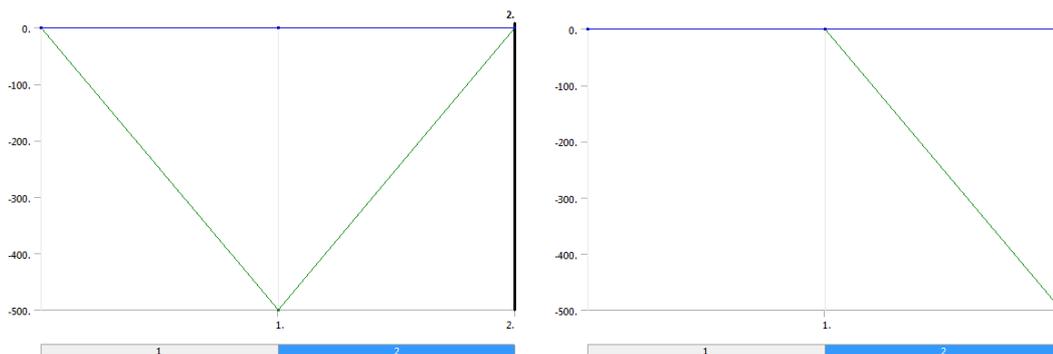
### g.- Fijación de cargas

Al determinar las cargas que influyen en el sistema se procede a definir las condiciones de simulación. Para la rampa se procede a realizar un análisis variable de carga en el tiempo.

pasos	tiempo
1	1. s
2	2. s

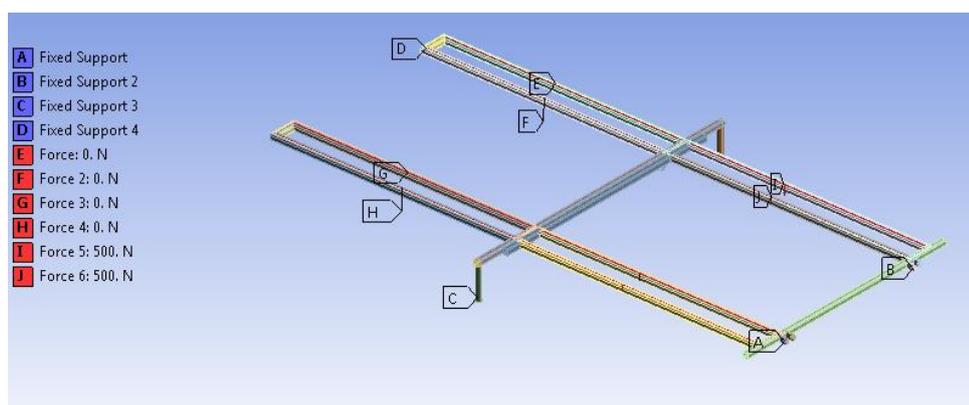
**Figura 92 Análisis variable de carga en el tiempo**

En la figura 93 se puede observar las condiciones de carga para el análisis de la rampa.



**Figura 93 Condiciones de carga**

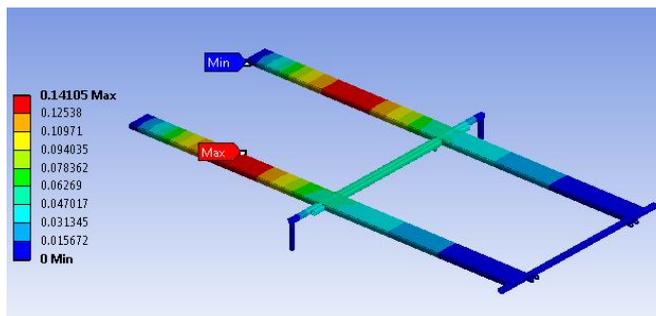
En la figura 94 se puede observar las condiciones de frontera para la rampa, con la determinación de los puntos de acción de la carga y los puntos de sujeción.



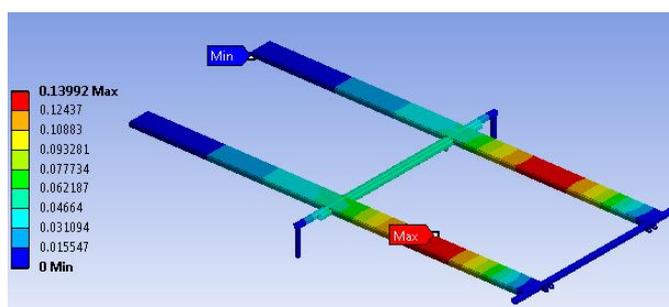
**Figura 94 Condiciones de frontera**

#### **h.- Deformación total**

En la figura 95 se representa la deformación total del primer segmento de la rampa con un valor máximo de 0.141 mm. En la figura 96 se representa la deformación total del segundo segmento de la rampa con un valor máximo de 0.139 mm. Los valores de deformación determinados son muy irrelevantes para generar una deformación permanente o producir fallas sobre los segmentos analizados, por lo que se establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas.



**Figura 95 Deformación total del primer segmento**



**Figura 96 Deformación total del segundo segmento**

	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Minimum [mm]	<input checked="" type="checkbox"/> Maximum [mm]
1	1.	0.	0.14105
2	2.	0.	0.13992

**Figura 97 Resultados de deformación**

### **i.- Esfuerzo equivalente**

En la figura 98 se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises del primer segmento, con un valor máximo de 51.826 MPa y en la figura 99 el esfuerzo equivalente del segundo segmento, con un valor máximo de 46.019 MPa. Valores que se encuentran por debajo del límite de fluencia del material utilizado, a través de este indicativo se determinó que este componente es capaz de funcionar sin presencia de falla en condiciones extremas.

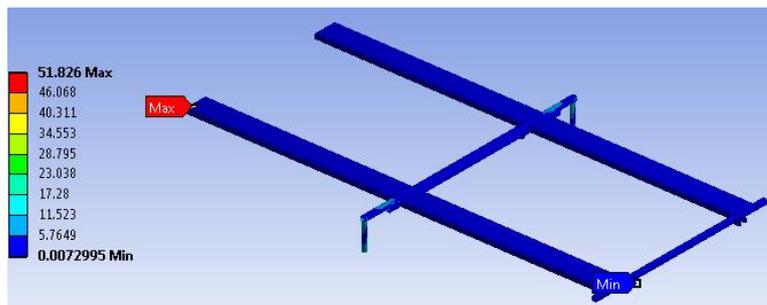


Figura 98 Esfuerzo equivalente del primer segmento

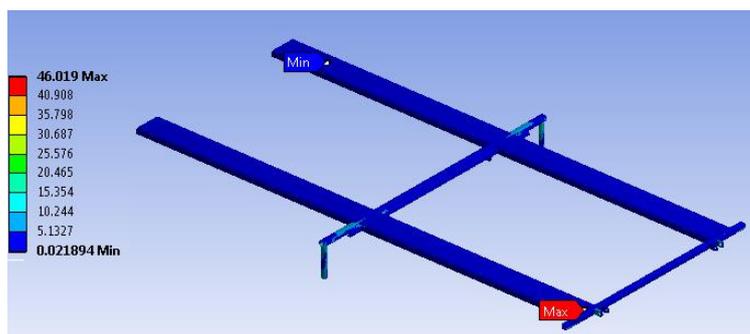


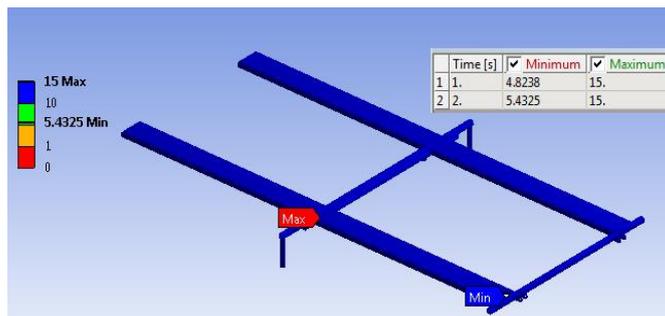
Figura 99 Esfuerzo equivalente del segundo segmento

	Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]
1	1.	7.2995e-003	51.826
2	2.	2.1894e-002	46.019

Figura 100 Resultados de esfuerzos

**j.- Factor de seguridad estático**

Al realizar los análisis de la rampa se obtiene un factor de seguridad estático mínimo de 5.43 valor el cual se encuentra dentro del rango establecido para mantener su integridad en cualquier condición de funcionamiento.



**Figura 101 Factor de seguridad estático**

### 3.1.2 Diseño del sistema de frenos

El sistema de frenos es el que permite disminuir o anular progresivamente la velocidad del vehículo, o mantenerlo inmovilizado cuando está detenido. También es el que controla el movimiento del vehículo, llegando a detenerlo si fuera preciso de una forma segura, rápida y eficaz, en cualquier condición de velocidad y carga en las que rueda.

#### a.- Coeficiente de fricción de zapatas y pastillas de frenos

Las zapatas y pastillas de frenos están constituidas por fibras cortas de amianto, y partículas metálicas o de minerales diversos, unidas mediante aglutinantes orgánicos como las resinas sintéticas, caucho natural, etc. Los coeficientes de rozamiento se sitúan entre 0.25 y 0.45.

La temperatura admisible en régimen permanente, es de unos 400° C y durante cortos periodos de 600° C.

Los materiales sintéticos, soportan temperaturas suficientemente elevadas. Están formados por mezclas metálicas o metalocerámicas a base de bronce, cobre o hierro. Presentan coeficientes de rozamiento que se sitúan entre 0.15 y 0.50. Debido a su elevado punto de fusión, pueden emplearse en régimen permanente con temperaturas de hasta 500° C y en cortos periodos con temperaturas de hasta 800° C. (Martín, 1997)

#### b.- Parámetros de normalidad en fuerzas de presión de mano

Una persona promedio emite 55.33 Kg de presión de puño en su mano derecha y 61 Kg en su mano izquierda según (Escalona, 2009)



**Figura 102** Dinamómetro de jamar

**Fuente:** (Kine Estetic, 2015)

### c.- Selección de alternativas



Freno de disco

**Fuente:** (Circula Seguro, 2015)

Freno de tambor

**Fuente:** (Navarrete, 2011)

#### d.- Matriz de selección

##### Sistema de freno delantero

El sistema de freno delantero será provisto por frenos de tambor debido a que el motor de propulsión eléctrica en su estructura consta de este tipo de frenos, el cual es muy funcional al ser accionado, por ende no se necesita de una matriz de selección.

##### Sistema de frenos posteriores

Mediante la matriz representada en la tabla 3.4 se determina el sistema de frenos posteriores que garantice el buen funcionamiento del mismo.

**Tabla 5**

##### Matriz de selección para el sistema de frenos posteriores

Factores de Selección	FP	Discos	Tambor
Seguridad	0.30	x	x
Eficiente	0.25	x	-
Fiabilidad	0.20	x	x
Peso reducido	0.15	x	-
Costo	0.10	-	x
	$\Sigma$	0.90	0.60

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un sistema de frenos de discos para cada rueda.

#### e.- Sistema de frenos delantero

##### Fuerzas que actúan sobre las zapatas

$T$  = Fuerza tangencial

$F$  = Componente en la línea de unión con el punto de articulación

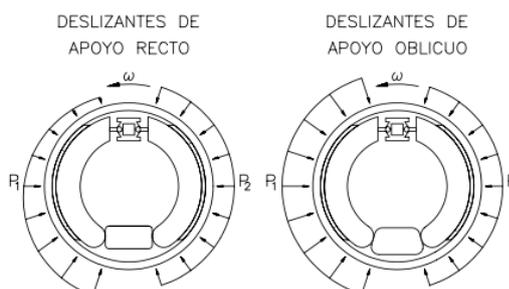
$F'$  = Perpendicular a  $F$

Las fuerzas invierten su dirección al cambio de sentido de giro del neumático.

### Distribución de presiones

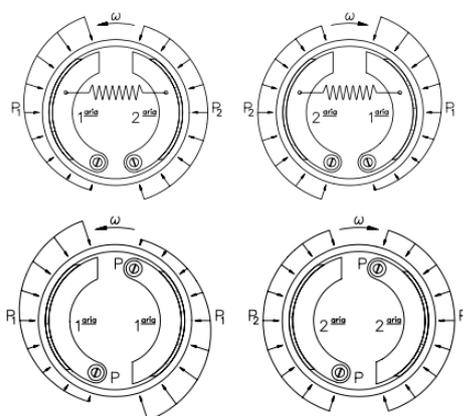
La distribución de presiones varía con la inclinación del apoyo:

- Las presiones son diferentes para las zapatas primarias y secundarias.
- La distancia de un punto cualquiera de la zapata al punto de articulación es variable con la posición
- La amplitud de las fuerzas  $F$  y  $F'$  también es variable con la distancia.



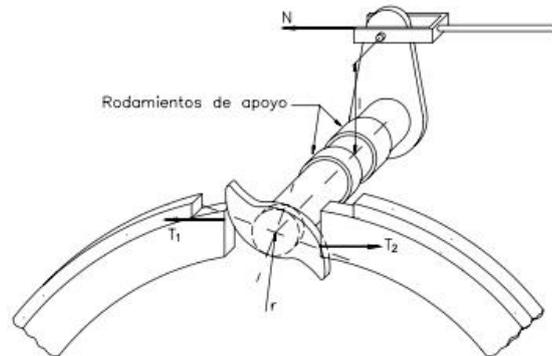
**Figura 103 Deslizantes de apoyos rectos y oblicuos**

**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**

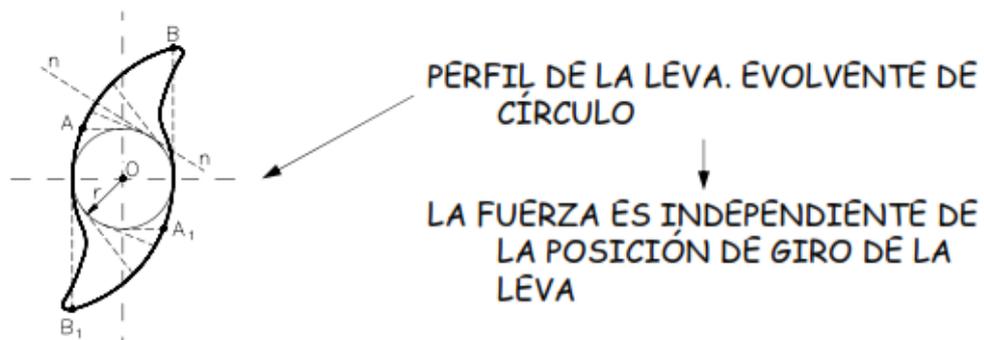


**Figura 104 Zapatas articuladas**  
**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**

**Sistema de accionamiento**



**Figura 105 Mando de frenos por leva**  
**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**



**Figura 106 Perfil de leva, envolvente de círculo**  
**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**

- Par de accionamiento de la leva

$$N \cdot l = T \cdot r \quad \text{Ecuación 3.18}$$

Dónde:

$N$  = Fuerza de accionamiento de la leva

$l$  = Longitud del brazo de la leva

$T$  = Fuerza de giro de la leva

$r$  = Radio de la leva

$$(55 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \cdot 0.080 \text{ m} = T \cdot 0.0071 \text{ m}$$

$$T = 6079.43 \text{ N}$$

$$T = T_1 + T_2$$

Dónde:

$N_a$  = Par de la leva

$T$  = Fuerza de giro de la leva

$r$  = Radio de la leva

$$N_a = r (T_1 + T_2) \quad \text{Ecuación 3.19}$$

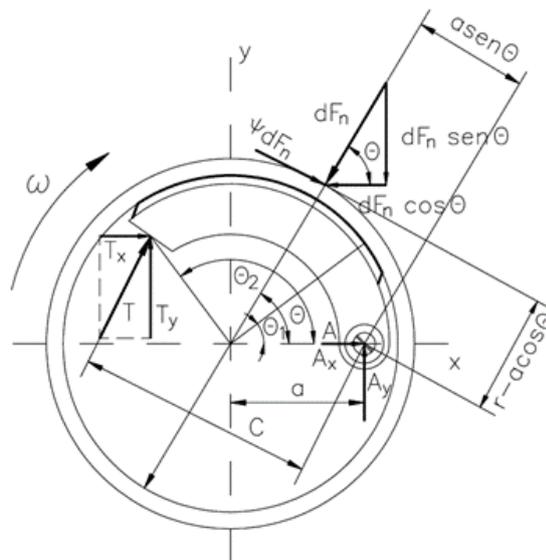
$$N_a = 0.0071 \text{ m} \cdot (619.72 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$N_a = 43.164 \text{ Nm}$$

### Consideraciones de diseño:

- Distribución de presiones constante
- Se puede conseguir distribución prácticamente uniforme.

### Cálculo de zapatas articuladas



### Figura 107 Parámetros de diseño, zapatas articuladas

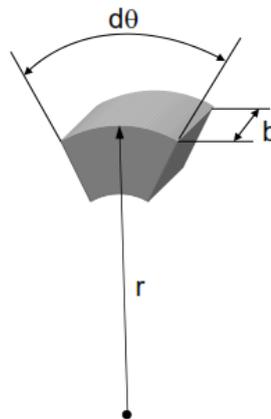
Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)

$$\text{Si } \theta_2 > 90^\circ \rightarrow \theta_a = 90^\circ$$

$$\text{Si } \theta_2 < 90^\circ \rightarrow \theta_a = \theta_2$$

- $A_x$  y  $A_y$  son las reacciones generadas en las articulaciones
- $T_x$  y  $T_y$  son las fuerzas de accionamiento de las zapatas, componentes de la fuerza que transmite la leva.
- $dF_n$  y  $dF_t$  son las fuerzas sobre las zapatas

#### Fuerzas sobre la zapata



### Figura 108 Fuerzas que actúan en la zapata

Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)

$$dF_t = \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot \sin \theta \cdot d\theta}{\sin \theta_a} \quad \text{Ecuación 3.20}$$

$$dF_t = \mu \cdot \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot \sin \theta \cdot d\theta}{\sin \theta_a} \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Dónde:

$p_a$  = Presión máxima

$b$  = Ancho de la zapata

$r$  = Radio de la zapata

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre la zapata y el tambor

### Par de frenado

- Zapata I

$$N = r^2 \cdot \mu \cdot \frac{p_a \cdot b}{\sin \theta_a} \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad \text{Ecuación 3.22}$$

Dónde:

$p_a$  = Presión máxima

$b$  = Ancho de la zapata

$r$  = Radio de la zapata

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre la zapata y el tambor

### Cálculo de la presión máxima ( $P_a$ )

Para determinar la presión máxima se realiza un equilibrio de momentos en la zapata, alrededor de su punto de articulación

### Equilibrio de momentos en una zapata

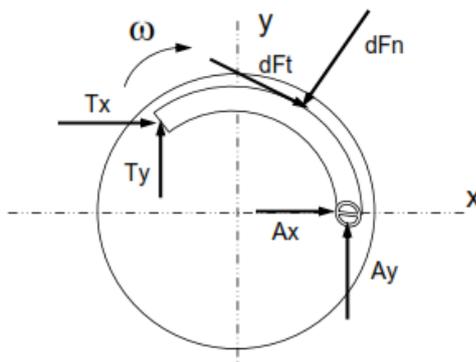
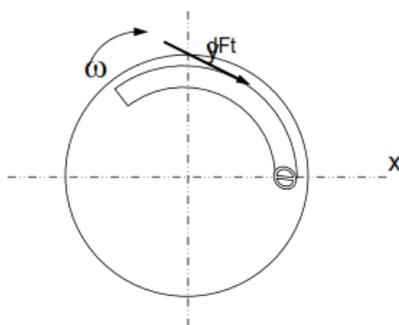


Figura 109 Equilibrio de momentos de una zapata

Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)

- Par producido por las fuerzas de rozamiento alrededor del punto de articulación
- Par producido por los esfuerzos normales alrededor del punto de articulación.
- Par producido por las fuerzas de accionamiento
- Las reacciones en los apoyos no producen par alrededor del punto de articulación.



**Figura 110 Par producido por las fuerzas de rozamiento**  
**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**

**Par producido por las fuerzas de rozamiento  $dNf$**

$$Nf = \frac{\mu \cdot p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot \left\{ (-r \cdot \cos \theta) \Big|_{\theta_1}^{\theta_2} - a \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \sin^2 \theta \right) \Big|_{\theta_1}^{\theta_2} \right. \quad \text{Ecuación 3.23}$$

Dónde:

$p_a$  = Presión máxima

$b$  = Ancho de la zapata

$r$  = Radio de la zapata

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre la zapata y el tambor

Par producido por las fuerzas de presión  $dNn$

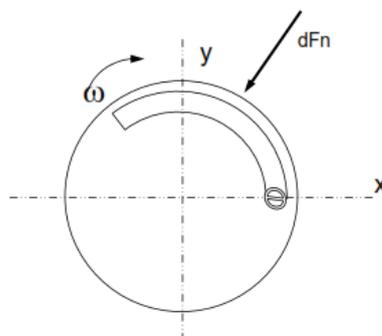


Figura 111 Par producido por las fuerzas de presión

Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)

$$Nn = \frac{\mu \cdot p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot \left( \frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin 2\theta \right) \frac{\theta_2}{\theta_1} \quad \text{Ecuación 3.24}$$

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre la zapata y el tambor

$p_a$  = Presión máxima

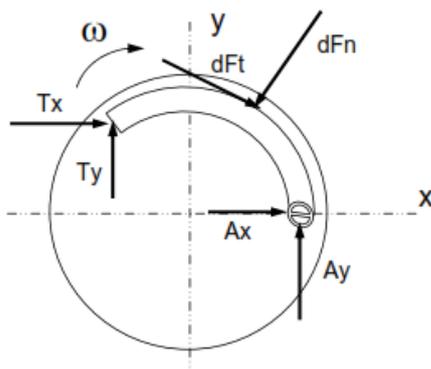
$b$  = Ancho de la zapata

$r$  = Radio de la leva

$$Nn = 0.33 \cdot 77 \times 10^6 \cdot 0.027 \cdot 0.0071$$

$$\cdot \left\{ (-0.007 \cdot \cos 114.59) - 0.041 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \sin^2 57.3 \right) \right\}$$

$$Nn = 56.44 \text{ Nm}$$



**Figura 112 Equilibrio de momentos de una zapata**

**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**

$$\sum Ma = 0$$

$$T \cdot c = Nn - Nf \quad \text{Ecuación 3.25}$$

Dónde:

$T$  = Fuerza de giro de la leva

$c$  = Distancia entre los extremos de la zapata

$Nn$  = Par producido por las fuerzas de presión

$Nf$  = Par producido por las fuerzas de rozamiento

$$T \cdot c = \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot a}{\sin \theta_a} \cdot \left( \frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} - \frac{\mu \cdot p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot \left\{ (-r \cdot \cos \theta)_{\theta_1}^{\theta_2} - a \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \sin^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \right. \quad \text{Ecuación 3.26}$$

$T$  = Fuerza de giro de la leva

$c$  = Distancia entre los extremos de la zapata

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre la zapata y el tambor

$p_a$  = Presión máxima

$b$  = Ancho de la zapata

$r$  = Radio de la leva

$a$  = Distancia media de la zapata

$$\begin{aligned}
& 6079.45 \cdot 0.085 \text{ m} \\
&= \frac{p_a \cdot 0.027 \text{ m} \cdot 0.0071 \text{ m} \cdot 0.041}{\sin 90^\circ} \\
&\cdot \left\{ \left( \frac{1.9}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin 2(114.59) \right) - \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin 2(57.3) \right) \right\} \\
&- \frac{0.33 \cdot p_a \cdot 0.027 \text{ m} \cdot 0.0071 \text{ m}}{\sin 90^\circ} \\
&\cdot \{ (-0.0071 \cdot \cos 114.59) - (-0.0071 \cdot \cos 57.3) \} - 0.041 \text{ m} \\
&\cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \sin^2 114.59 \right) - \left( \frac{1}{2} \cdot \sin^2 57.3 \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 6079.45 \text{ N} \cdot 0.085 \text{ m} \\
&= \frac{p_a \cdot 0.027 \text{ m} \cdot 0.0071 \text{ m} \cdot 0.041}{\sin 90^\circ} \\
&\cdot \left\{ \left( \frac{1.9}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin 2(114.59) \right) - \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin 2(57.3) \right) \right\} \\
&- \frac{0.33 \cdot p_a \cdot 0.027 \text{ m} \cdot 0.0071 \text{ m}}{\sin 90^\circ} \\
&\cdot \{ (-0.0071 \cdot \cos 114.59) - (-0.0071 \cdot \cos 57.3) \} - 0.041 \text{ m} \\
&\cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \sin^2 114.59 \right) - \left( \frac{1}{2} \cdot \sin^2 57.3 \right)
\end{aligned}$$

$$516.75 = p_a \cdot 7.85 \times 10^{-6} \cdot 0.866 - 6.32 \times 10^{-5} \cdot 6.78 \times 10^{-3} - 2.41 \times 10^{-3}$$

$$p_a = 77 \times 10^6 \text{ Nm}$$

### Reacciones generadas en las articulaciones

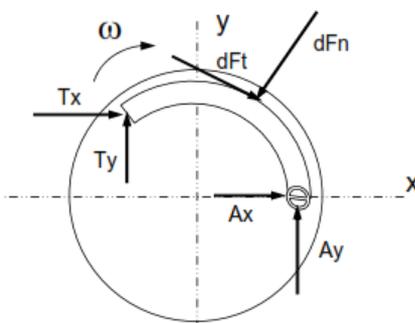


Figura 113 Reacciones generadas en las articulaciones

Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)

## Zapata primaria

### Reacción generada en $A_x$

$$T \cdot c = Nn - Nf$$

$$A_x = \int dFn \cdot \cos\theta - \int \mu \cdot dFn \cdot \sin\theta - T_x$$

$$A_x = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin\theta_a} \left( \frac{(\cos(\theta_1))^2 - (\cos(\theta_2))^2}{2} - \mu \frac{\sin(2\theta_1)}{4} - \frac{\sin(2\theta_2)}{4} + \frac{\theta_2}{2} - \frac{\theta_1}{2} \right) - T_x \quad \text{Ecuación 3.27}$$

Dónde:

$A_x$  = Reacción generada en x

$p_a$  = Presión máxima

$b$  = Ancho de la zapata

$r$  = Radio de la leva

$$A_x = 77 \times 10^6 \cdot 0.027 \cdot 0.0071$$

$$\cdot \left( \frac{(\cos(57.3))^2 - (\cos(114.59))^2}{2} - 0.33 \cdot \frac{\sin(114.59)}{4} - \frac{\sin(229.18)}{4} + \frac{1.9}{2} - \frac{1}{2} \right) - 3980.26$$

$$A_x = 14760.9 \cdot \left( \frac{0.29 - 0.17}{2} - 0.33 \cdot 0.22 + 0.18 + 0.95 - 0.5 \right) - 3980.26$$

$$A_x = 5133.11 \text{ N}$$

### Reacción generada en $A_y$

$$A_y = \int dFn \cdot \sin\theta + \int \mu \cdot dFn \cdot \cos\theta - T_y$$

$$A_y = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \left( \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta + \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta \right) - T_x$$

Ecuación 3.28

Dónde:

 $A_y$  = Reacción generada en y $p_a$  = Presión máxima $b$  = Ancho de la zapata $r$  = Radio de la leva

$$A_y = 77 \times 10^6 \cdot 0.027 \cdot 0.0071 \cdot \left( \frac{(\cos(57.3))^2 - (\cos(114.59))^2}{2} - 0.33 \cdot \frac{\sin(114.59)}{4} - \frac{\sin(229.18)}{4} + \frac{1.9}{2} - \frac{1}{2} \right) - 4747.33$$

$$A_y = 14760.9 \cdot \left( \frac{0.29 - 0.17}{2} - 0.33 \cdot 0.22 + 0.18 + 0.95 - 0.5 \right) - 4747.33$$

$$A_y = 4366.04 \text{ N}$$

#### f.- Sistema de frenos posterior

**Análisis para la selección del disco de freno y las pastillas de fricción del sistema.**

#### **Cálculo de la fuerza ejercida sobre el eje del cilindro maestro**

 $F_p$  = Fuerza de entrada $l$  = Longitud del manillar al punto O $l_1$  = Longitud del eje de la bomba al punto O

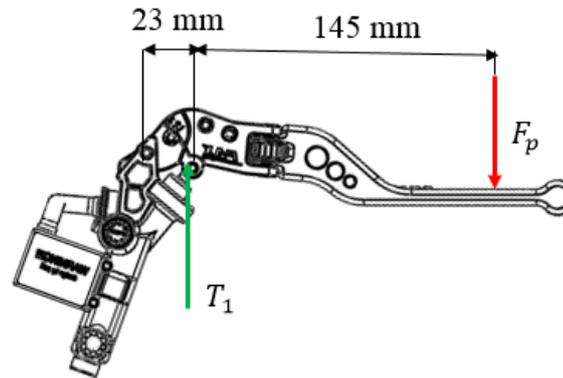
$M_o$  = Momento generado en el punto O

$T_1$  = Fuerza ejercida sobre el cilindro maestro

$T_2$  = Fuerza ejercida sobre el cilindro receptor

$A_1$  = Área del cilindro maestro

$A_2$  = Área del cilindro receptor



**Figura 114 Manillar de freno**

**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**

$$\sum M_o = 0$$

$$F_p \cdot (l + l_1) = T_1 \cdot l_1 \quad \text{Ecuación 3.29}$$

$$F_p \cdot 168 \text{ mm} = T_1 \cdot 23 \text{ mm}$$

$$T_1 = 55 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{168 \text{ mm}}{23 \text{ mm}}$$

$$T_1 = 3941.1 \text{ N}$$

## Frenos posteriores

### Determinación de la fuerza del cilindro receptor

Análisis realizado bajo parámetros establecidos por la ley de pascal, que nos ayuda a determinar la fuerza transmitida por el fluido y ejercida sobre el pistón del cilindro maestro

$$T_1 = 3941.1 \text{ N}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{A_1}{A_2} \quad \text{Ecuación 3.30}$$

$T_1$  = Fuerza ejercida sobre el cilindro maestro

$T_2$  = Fuerza ejercida sobre el cilindro receptor

$d_1$  = Diámetro del cilindro maestro

$d_2$  = Diámetro del cilindro receptor

$A_1$  = Área del cilindro maestro

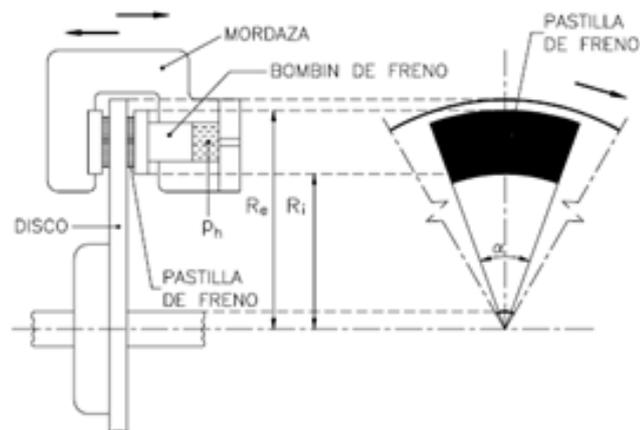
$A_2$  = Área del cilindro receptor

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

$$T_2 = \frac{3941.1 \text{ N} \cdot 64 \text{ mm}^2}{400 \text{ mm}^2}$$

$$T_2 = 630.57 \text{ N}$$



**Figura 115 Freno de disco, accionamiento hidráulico**

**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**

$$T_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot Ph \quad \text{Ecuación 3.31}$$

$Ph$  = Presión hidráulica

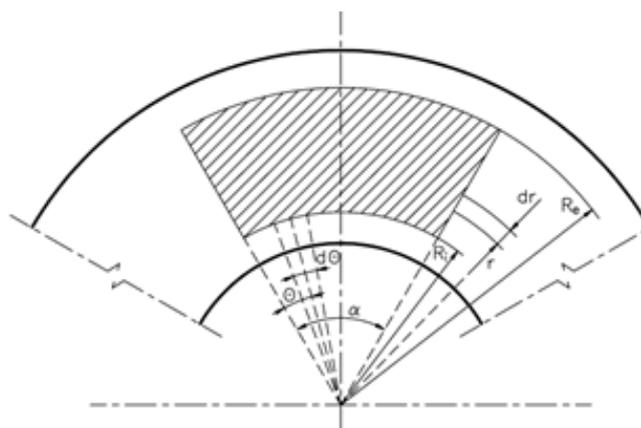
$T_2$  = Fuerza ejercida sobre el cilindro receptor

$$Ph = \frac{T_2}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}$$

$$Ph = \frac{630.57 \text{ N}}{\frac{\pi \cdot 0.020 \text{ m}^2}{4}}$$

$$Ph = 20.1 \times 10^5 \text{ Pa}$$

### Cálculo de la fuerza necesaria para un correcto frenado



**Figura 116 Frenos de disco, hipótesis de cálculo**

**Fuente: (Área de Ingeniería Mecánica, 2014)**

$S_{cp}$  = Superficie de contacto de la pastilla de freno

$R_e$  = Radio del eje de giro en la parte externa de la pastilla

$R_i$  = Radio del eje de giro en la parte interna de la pastilla

$\alpha$  = Ángulo de la superficie de frenado

$R_{ef}$  = Radio equivalente del disco de freno

$\theta$  = Variación del ángulo de fricción

$P_p$  = Presión de la pastilla

$T_2$  = Fuerza ejercida sobre el cilindro receptor

$$P_p = \frac{T_2}{S_{cp}} \quad \text{Ecuación 3.32}$$

$$dS_{S_{cp}} = r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$S_{cp} = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \int_{R_i}^{R_e} r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$S_{cp} = \frac{\alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2} \quad \text{Ecuación 3.33}$$

$P_p$  = Presión de la pastilla

$P_h$  = Presión hidráulica

$\alpha$  = Angulo de la superficie de frenado

$R_e$  = Radio del eje de giro en la parte externa de la pastilla

$R_i$  = Radio del eje de giro en la parte interna de la pastilla

$$P_p = \frac{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot P_h}{\frac{\alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}} \quad \text{Ecuación 3.34}$$

$$P_p = \frac{\pi \cdot 0.020 \text{ m}^2 \cdot 20.1 \times 10^5 \text{ Pa}}{2 \cdot 0.84 \text{ rad} \cdot (0.09 \text{ m}^2 - 0.06 \text{ m}^2)}$$

$$P_p = 33.41 \times 10^4 \text{ Pa}$$

**Cálculo de la fuerza normal que ejerce la pastilla respecto al disco de freno**

$F_n$  = Fuerza normal del disco

$\alpha$  = Angulo de la superficie de frenado

$$F_n = T \quad \text{Ecuación 3.35}$$

$$dF_n = P_p \cdot dS$$

$$dF_n = P_p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_n = \int_0^\alpha \int_{R_i}^{R_e} P_p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_n = \frac{1}{2} \cdot P_p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2) \quad \text{Ecuación 3.36}$$

$$F_n = \frac{1}{2} \cdot 33.41 \times 10^4 \text{ Pa} \cdot 0.84 \text{ rad} \cdot (0.09 \text{ m}^2 - 0.06 \text{ m}^2)$$

$$F_n = 631.46 \text{ N}$$

### **Cálculo de la fuerza total de fricción ejercida por la pastilla y el disco de frenos**

$F_t$  = Fuerza total de rozamiento

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre la pastilla de freno y el disco de fundición

$\alpha$  = Angulo de la superficie de frenado

$$dF_t = \mu \cdot P_p \cdot dS \quad \text{Ecuación 3.37}$$

$$dS = r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_t = \int_0^\alpha \int_{R_i}^{R_e} \mu \cdot P_p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot P_p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2) \quad \text{Ecuación 3.38}$$

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot 0.3 \cdot 33.41 \times 10^4 \cdot 0.84 \text{ rad} \cdot (0.09 \text{ m}^2 - 0.06 \text{ m}^2)$$

$$F_t = 189.43 \text{ N}$$

## Cálculo del par generado por el sistema de frenos

Análisis del par generado por el sistema de frenos, por medio del cual realizaremos una comparación entre el par que tiene el disco de frenos, comparación para idealizar el sistema de frenos teniendo en consideración que el par de frenada tiene que ser mayor que el par del disco de frenos.

$N$  = Par de frenada

$F_t$  = Fuerza total de rozamiento

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre la pastilla de freno y el disco de fundición

$\alpha$  = Angulo de la superficie de frenado

$$dN = r \cdot dF_t \quad \text{Ecuación 3.39}$$

$$dN = \mu \cdot P_p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\phi$$

$$N = \int_0^\alpha \int_{R_i}^{R_e} \mu \cdot P_p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\phi$$

Una superficie de contacto

$$N = \frac{\mu \cdot P_p \cdot \alpha}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad \text{Ecuación 3.40}$$

Dos superficies de contacto

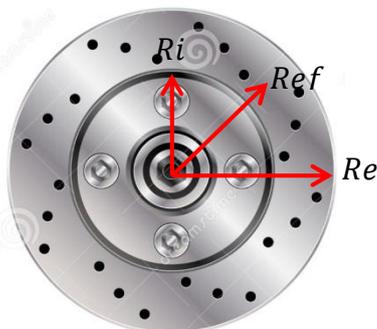
$$N = \frac{2 \cdot \mu \cdot P_p \cdot \alpha}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3)$$

$$N = \frac{2 \cdot 0.3 \cdot 33.41 \times 10^4 \text{ Pa} \cdot 0.84 \text{ rad}}{3} \cdot (0.09 \text{ m}^2 - 0.06 \text{ m}^2)$$

$$N = 252.58 \text{ Nm}$$

## Cálculo para la selección del disco de frenos

$R_{ef}$  = Radio equivalente del freno de disco



**Figura 117 Radio equivalente del freno de disco**

$$R_{ef} = \frac{N}{F_n \cdot \mu}$$

$$R_{ef} = \frac{\frac{\mu \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3}}{\frac{\mu \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}}$$

$$R_{ef} = \frac{2 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \quad \text{Ecuación 3.41}$$

Dónde:

$R_e$  = Radio del eje de giro en la parte externa de la pastilla

$R_i$  = Radio del eje de giro en la parte interna de la pastilla

$$R_{ef} = \frac{2 \cdot (0.09m^3 - 0.06m^3)}{3 \cdot (0.09m^2 - 0.06m^2)}$$

$$R_{ef} = 0.076 \text{ m}$$

$F_d$  = Fuerza normal a la que está sometida el disco de frenos, fuerza que debe ejercer el sistema de frenos para detenerlo.



**Figura 118 Distribución de fuerzas**

**Fuente: (meganeboy, Cursos de Mecánica, 2014)**

$$w_e = \frac{v}{r_t} \quad \text{Ecuación 3.42}$$

$w_e$  = Velocidad angular del eje

$r_t$  = Radio del neumático

$v$  = Velocidad lineal del vehículo

$$w_e = \frac{13.8 \frac{m}{s}}{0.235 m}$$

$$w_e = 58.72 \frac{rad}{s} \cdot \frac{60s}{1 min.} \cdot \frac{1 rev.}{2\pi rad}$$

$$w_e = 561 rpm$$

- $m_{tfd}$  = Masa transferida al freno delantero
- $F_d$  = Fuerza del disco

$$F_d = m_{tfd} \cdot \omega_{eje} \cdot r_t \quad \text{Ecuación 3.43}$$

$$F_d = 20.36 Kg \cdot 58.72 \frac{rad}{s} \cdot 0.235m$$

$$F_d = 280.95 N$$

$N_d$  = Par de giro del disco

$$N_d = F_d \cdot r_t \quad \text{Ecuación 3.44}$$

$$N_d = 280.95 \text{ N} \cdot 0.235 \text{ m}$$

$$N_d = 66.02 \text{ Nm}$$

**Tabla 6**

**Eficiencia del sistema de frenos posterior**

Sistema de frenos posterior	
Par de giro del disco $N_d$	66.02 Nm
Par del sistema de frenos $N$	252.58 Nm
$N > N_d$	

Realizando el análisis de resultados entre el momento generado por el sistema de frenos y el par del disco de frenos tenemos que el sistema hidráulico genera un par de frenada de 3.82 veces mayor que el del disco, valor significativo y suficiente para desacelerar el vehículo, debido a que la mayor esfuerzo de frenado se debe realizar por los frenos delanteros.

### 3.1.3 Diseño del sistema de suspensión

El sistema de suspensión de un vehículo es uno de los más importantes ya que este es el encargado de soportar toda la carga y mantener el contacto entre el neumático y la superficie de contacto, la cinemática determina los movimientos de interés como la aceleración, frenado, curvatura y oscilaciones, mientras que el comportamiento dinámico se basa en determinar las fuerzas que actúan sobre los neumáticos.

#### a.- Requerimientos generales de diseño

Distancia entre ejes: Conforme a la posibilidad de ubicación de la silla de ruedas y los elementos como: baterías, cargadores, rampa, entre otros se ha determinado una distancia de 1900 mm.

Ancho de vía: Se ha seleccionado un valor de 1068 mm de ancho de vía en el eje posterior del triciclo.

El peso que soportara el triciclo es de aproximadamente de 400 Kg y viene distribuido como se muestra en la tabla 7

**Tabla 7**

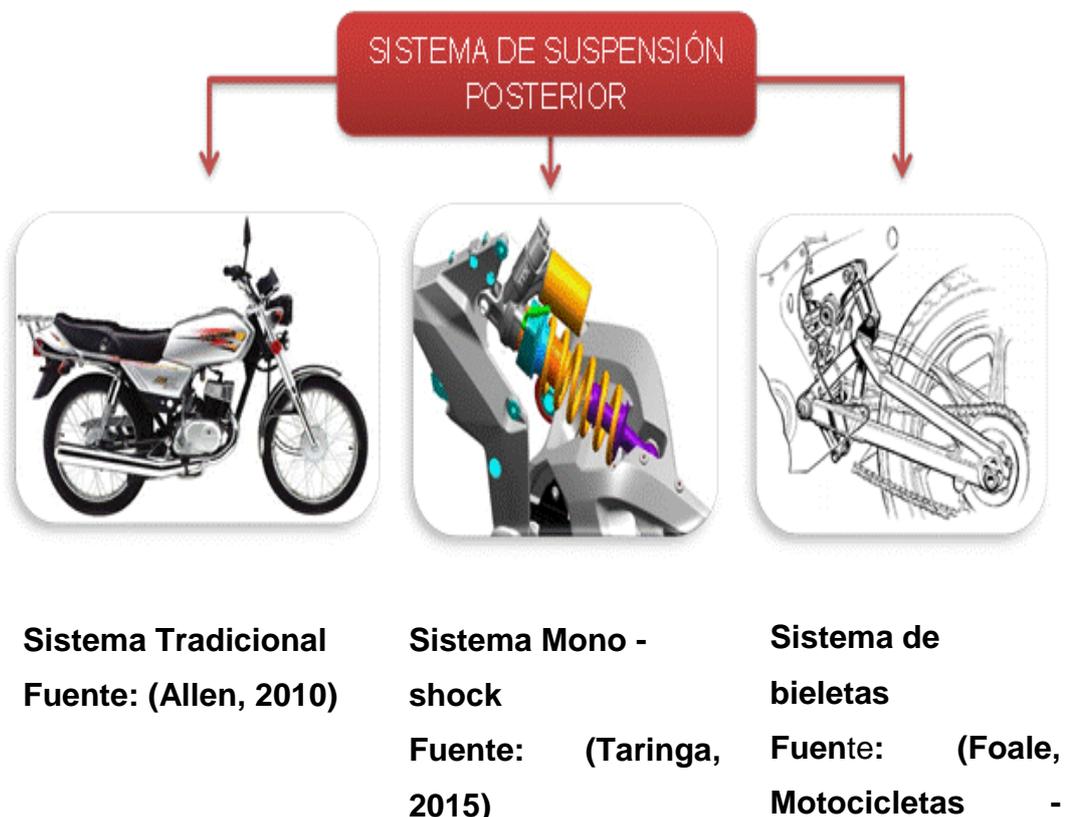
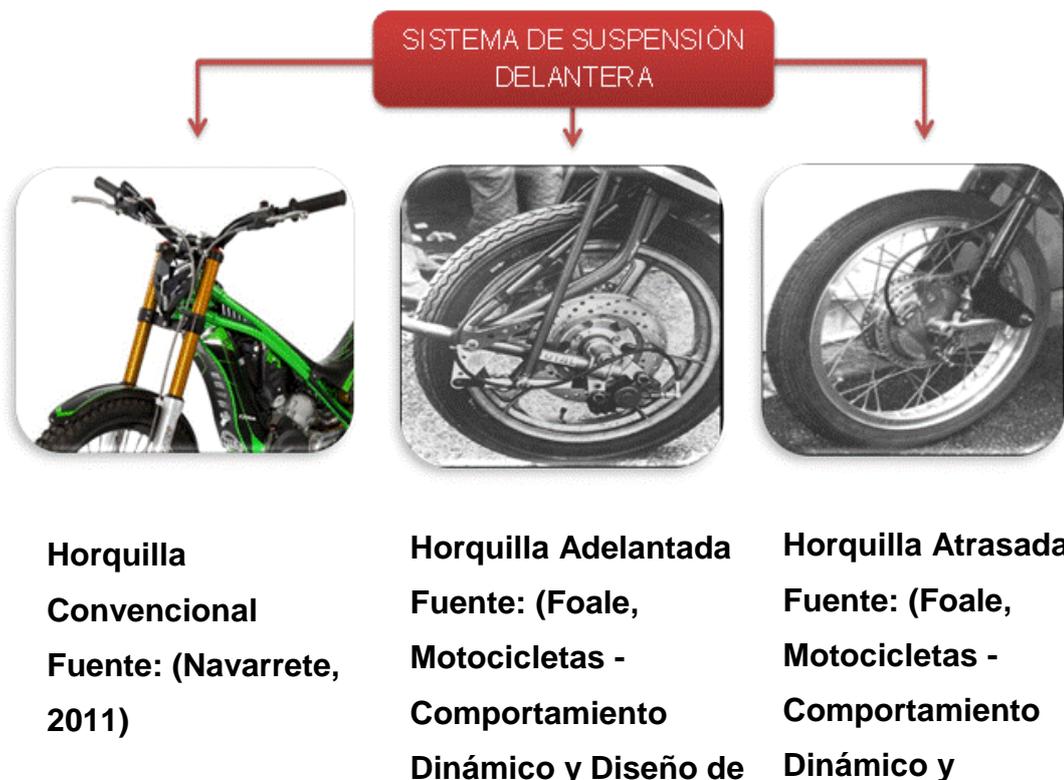
**Distribución de pesos**

Elemento	Peso (Kg)
Persona	70
Silla de ruedas	20
Bastidor	35
Motor eléctrico	22.5
Mesas de suspensión posteriores	15
Suspensión delantera	17.5
Frenos	2.5
Amortiguadores	5
Sistema de acceso	22.5
Sistema de dirección	12.5
Sistema de alimentación de energía	137.5
Carrocería	40
<b>Total</b>	<b>400 Kg</b>

Distancia al piso: Se requiere una distancia al piso considerable por las irregularidades que pueda presentar la calzada a desplazarse, por ello se ha determinado un valor de 240 mm.

Altura del centro de gravedad: Con la ayuda del software SolidWorks se determinó una altura aproximada de 880 mm.

**b.- Selección de alternativas**



### c.- Matriz de selección

#### Sistema de suspensión delantera

Mediante la matriz representada en la tabla 8 se determina el sistema de suspensión delantera que garantice el buen funcionamiento del mismo.

**Tabla 8**

#### Matriz de selección para el sistema de suspensión delantera

Factores de Selección	FP	Horquilla convencional	Horquilla adelantada	Horquilla atrasada
Maniobrabilidad	0.30	x	x	x
Seguridad	0.25	x	x	x
Peso reducido	0.20	x	-	-
Fácil de instalar	0.15	x	-	-
Costo	0.10	x	-	-
	$\Sigma$	1	0.55	0.55

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un sistema de suspensión de horquilla telescópica convencional para la rueda delantera.

#### Sistema de suspensión posterior

Mediante la matriz representada en la tabla 9 se determina el sistema de suspensión posterior que garantice el buen funcionamiento del mismo.

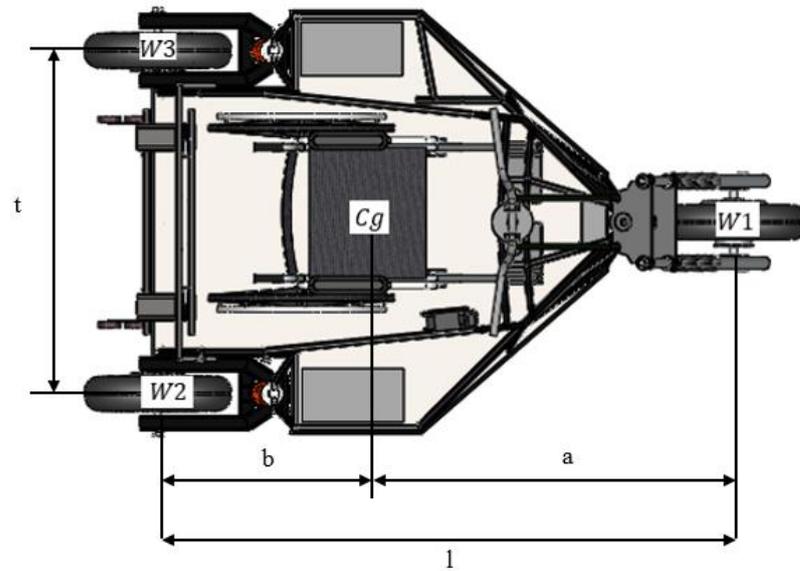
**Tabla 9****Matriz de selección para el sistema de suspensión posterior**

Factores de Selección	FP	Tradicional	Mono - Shock	Sistema de bieletas
Carga inducida	0.30	x	-	-
Peso reducido	0.25	-	x	-
Seguridad	0.20	x	x	x
Fácil de instalar	0.15	x	x	-
Costo	0.10	-	x	-
	$\Sigma$	0.65	0.70	0.20

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un sistema de suspensión mono - shock para cada rueda.

**d.- Distribución de peso**

La distribución de peso sobre cada eje determina la correcta ubicación longitudinal del centro de gravedad, factor importante para el correcto comportamiento dinámico del vehículo, ya sea acelerando, frenando o al cambiar de dirección.



**Figura 119 Dimensiones principales del triciclo**

$$b = \frac{w_1 \cdot l}{w} \quad \text{Ecuación 3.45}$$

Dónde:

$cg$ : Centro de gravedad.

$l$ : Distancia entre ejes.

$t$ : Ancho de vía.

$a$ : Distancia del centro de gravedad al eje delantero.

$b$ : Distancia del centro de gravedad al eje posterior.

$w_1$ : Peso sobre la rueda  $w_1$ .

$w_2$ : Peso sobre la rueda  $w_2$ .

$w_3$ : Peso sobre la rueda  $w_3$ .

$$b = \frac{180 \text{ kg} \cdot 1900 \text{ m}}{400 \text{ kg}}$$

$$b = 855 \text{ mm}$$

$$a = l - b \quad \text{Ecuación 3.46}$$

$$a = 1900 \text{ mm} - 855 \text{ mm}$$

$$a = 1045 \text{ mm}$$

**Tabla 10****Distribución de pesos**

Peso eje delantero	Peso eje posterior
45%	55%
180 <i>kg</i>	220 <i>kg</i>

**Tabla 11****Carga Estática**

Carga estática en cada rueda	
Rueda delantera $w_1$	180 <i>kg</i>
Rueda posterior derecha $w_2$	110 <i>kg</i>
Rueda posterior izquierda $w_3$	110 <i>kg</i>

Para garantizar un diseño seguro el análisis de esfuerzos se realizará bajo las peores condiciones de manejo del mismo, es decir:

- Aceleración brusca.
- Frenada brusca.
- Coche a máxima velocidad en curva.

**Aceleración**

La velocidad del vehículo se determina mediante la ecuación 3.47, donde el vehículo tendrá 10 segundos para completar una distancia máxima de 138.88 metros en línea recta

$$v = \frac{d}{t} \quad \text{Ecuación 3.47}$$

Dónde:

$v$  = Velocidad

$d$  = Distancia

$t =$  Tiempo

$$v = \frac{138.88 \text{ m}}{10 \text{ s}}$$

$$v = 13.88 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v = v_0 + a \cdot t \quad \text{Ecuación 3.48}$$

$$a = \frac{v}{t}$$

Dónde:

$a =$  Aceleración

$v =$  Velocidad

$t =$  Tiempo

$$a = \frac{13.88 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{10 \text{ s}}$$

$$a = 1.388 \text{ m/s}^2$$

$$a = 0.1415 \text{ g}$$

### Transferencia de aceleración

La transferencia de aceleración, es el efecto de la aceleración sobre el centro de gravedad, se determina mediante la ecuación 3.49

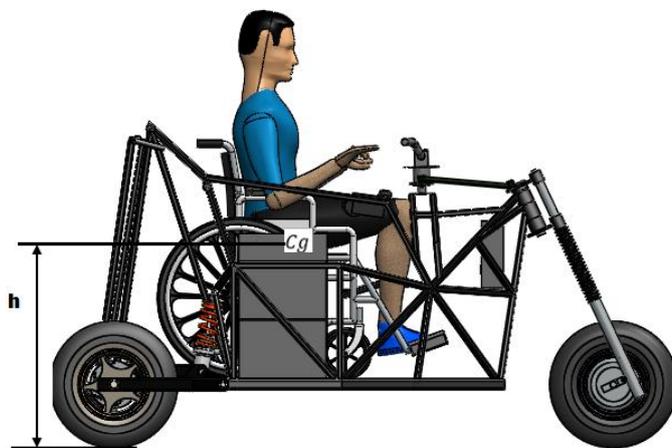


Figura 120 Altura del centro de masa

$$t_l = a_l \cdot \frac{w \cdot h}{l} \quad \text{Ecuación 3.49}$$

Dónde:

$t_l$  = Transferencia de masa

$a_l$  = Aceleración

$w$  = Masa total

$h$  = Altura del centro de masa

$l$  = Distancia entre ejes

$$t_l = 0.1415 g \cdot \frac{400 \text{ kg} \cdot 0.88 \text{ m}}{1.9 \text{ m}}$$

$$t_l = 26.22 \text{ Kg}$$

$$W_l = t_l * g \quad \text{Ecuación 3.50}$$

$$W_l = 26.22 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W_l = 257.30 \text{ N}$$

### Desaceleración

La desaceleración se produce cuando se aplican los frenos para detener el vehículo por completo.

$$d_f = \frac{v^2}{254e} \quad \text{Ecuación 3.51}$$

Dónde:

$d_f$  = Distancia de frenado

$v$  = Velocidad al momento del frenado (Km/h)

$e$  = Coeficiente de fricción neumático - suelo

$$d_f = \frac{(50)^2}{254 \cdot 0.6}$$

$$d_f = 16.4 \text{ m}$$

La desaceleración máxima es:

$$a_f = \frac{v^2}{2 \cdot d_f} \quad \text{Ecuación 3.52}$$

$$a_f = \frac{(13.888)^2}{2 \cdot 16.4}$$

$$a_f = 5.87 \frac{m}{s^2}$$

$$a_f = 0.598 \text{ g}$$

### Transferencia de desaceleración

La transferencia de desaceleración se produce durante el de una frenada brusca sobre el centro de gravedad, se determina mediante la ecuación 3.53

$$t_f = a_f \cdot \frac{w \cdot h}{l} \quad \text{Ecuación 3.53}$$

$t_f$  = Transferencia de masa

$a_f$  = Aceleración

$w$  = Masa total

$h$  = Altura del centro de masa

$l$  = Distancia entre ejes

$$t_f = 0.598 \text{ g} * \frac{400 \text{ Kg} \cdot 0.88 \text{ m}}{1.9 \text{ m}}$$

$$t_f = 110.787 \text{ Kg}$$

$$W_f = t_f * g \quad \text{Ecuación 3.54}$$

$$W_f = 110.787 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W_f = 1086.82 \text{ N}$$

### Aceleración lateral

Cuando el vehículo toma una curva sobre este actúa la aceleración lateral que obliga al vehículo a perder pista, mediante la ecuación 3.55 se determina el valor máximo de la aceleración lateral, donde se establece un giro constante de 18 m sin deslizamiento con una velocidad promedio  $25 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ .

$$a_n = \frac{v^2}{\rho} \quad \text{Ecuación 3.55}$$

Dónde:

$a_n$  = Aceleración normal ( $\text{m/s}^2$ )

$v^2$  = Velocidad ( $\text{m/s}$ )

$\rho$  = Radio de la curva (m)

$$a_n = \frac{(6.94 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{18 \text{ m}}$$

$$a_n = 2.67 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$a_n = 0.272 \text{ g}$$

### Transferencia lateral

La transferencia lateral, efecto de la aceleración lateral sobre el centro de gravedad, se determina mediante las ecuaciones 3.56



Figura 121 Vista posterior (ancho de vía)

$$t_n = a_n \cdot \frac{w \cdot h}{t} \quad \text{Ecuación 3.56}$$

Dónde:

$t_n$  = Transferencia de masa lateral

$a_n$  = Aceleración normal

$w$  = Masa total

$h$  = Altura del centro de masa

$t$  = Ancho de vía

$$t_n = 0.272 \, g \cdot \frac{400 \, \text{kg} \cdot 0.88 \, \text{m}}{1.068 \, \text{m}}$$

$$t_n = 89.64 \, \text{Kg}$$

$$W_n = t_n * g \quad \text{Ecuación 3.57}$$

$$W_n = 89.64 \, \text{Kg} * 9.81 \, \text{m/s}^2$$

$$W_n = 879.36 \, \text{N}$$

### Carga sobre cada rueda

Debido al efecto de transferencia de pesos, las cargas máximas son representadas en la figura 3.44

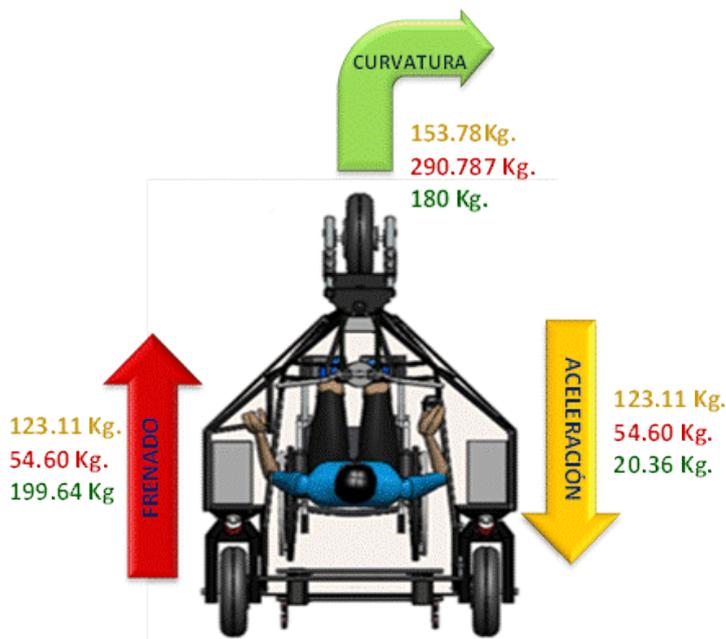


Figura 122 Transferencias de pesos

### e.- Rigidez del muelle del eje delantero

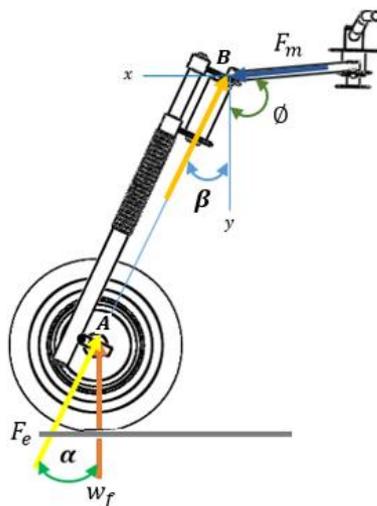


Figura 123 Diagrama de cuerpo libre de suspensión delantera

$$F_e = \frac{W_d}{\cos \alpha} \quad \text{Ecuacion 3.58}$$

Dónde:

$F_e$  = Fuerza resultante

$W_d$  = Peso máximo en la suspensión delantera

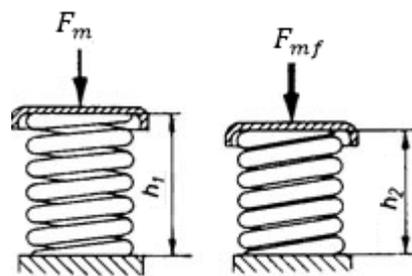
$$F_e = \frac{(t_f + w_1) * g}{\cos \alpha}$$

$$F_e = \frac{(110.787 \text{ Kg} + 180 \text{ Kg}) * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{\cos(25)}$$

$$F_e = \frac{2852.62 \text{ N}}{\cos(25)}$$

$$F_e = 3147.51 \text{ N}$$

$$F_e = k = 3147.51 \text{ N} \quad \text{Ecuación 3.59}$$



**Figura 124 Rigidez de muelles delanteros**

**Fuente: (meganeboy, Dani, 2014)**

La fuerza por unidad de desplazamiento que determina la rigidez del muelle se muestra en la ecuación 3.60, a través de estos valores de rigidez se selecciona los muelles de la lista comercial.

$$k = k_s \cdot d \quad \text{Ecuación 3.60}$$

Donde:

$k$  = Fuerza aplicada al resorte

$$k = K_s \cdot (h_1 - h_2)$$

$$K_s = \frac{K_s}{h_1 - h_2}$$

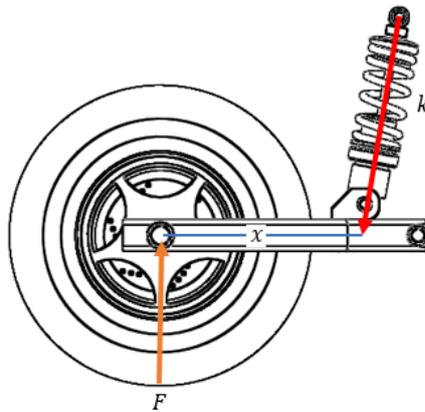
$$K_{sf} = \frac{3147.51 \text{ N}}{0.472 \text{ m} - 0.352 \text{ m}}$$

$$K_{sf} = 26229.25 \text{ N/m}$$

$$K_{sf} = 26.22925 \text{ N/mm}$$

#### f.- Rigidez del muelle del eje posterior

La fuerza máxima sobre la rueda delantera produce un desplazamiento del muelle al transmitir la fuerza a través del mecanismo de suspensión, representado en la figura 125.



**Figura 125 Diagrama de cuerpo libre de suspensión posterior**

$$\sum M_0 = 0$$

$$W_p \cdot 0.45m - k_y \cdot 0.12m = 0 \quad \text{Ecuación 3.61}$$

Dónde:

$W_p$  = Peso máximo en la suspensión trasera

$k_y$  = Fuerza en  $y$

$$((t_n + w_2) \cdot 9.81 \frac{s}{m^2}) \cdot 0.45m - k_y \cdot 0.12m = 0$$

$$((89.64 Kg + 110 Kg) \cdot 9.81 \frac{s}{m^2}) \cdot 0.45 m - k_y \cdot 0.12 m = 0$$

$$1958.46 N \cdot 0.45m - k_y \cdot 0.12m = 0$$

$$k_y = 7344.25 N$$

$$k = \frac{k_y}{\sin \theta} \quad \text{Ecuación 3.62}$$

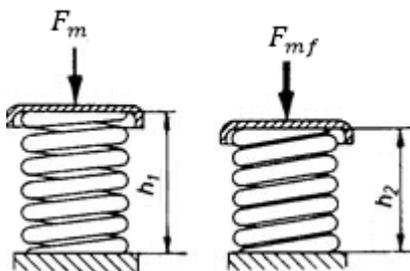
Dónde:

$k$  = Fuerza aplicada sobre el resorte

$k_y$  = Fuerza en  $y$

$$k = \frac{7344.25 N}{\sin 75}$$

$$k = 7603.33 N$$



**Figura 126 Rigidez de muelles posteriores**

**Fuente: (meganeboy, Dani, 2014)**

La fuerza por unidad de desplazamiento que determina la rigidez del muelle se muestra en la ecuación 3.63, a través de estos valores de rigidez se selecciona los muelles de la lista comercial.

$$k = k_s \cdot d \quad \text{Ecuación 3.63}$$

Donde:

$k$  = Fuerza aplicada al resorte

$$k = K_s \cdot (h_1 - h_2)$$

$$K_s = \frac{k}{h_1 - h_2}$$

$$K_{sf} = \frac{7603.33 \text{ N}}{0.185\text{m} - 0.155\text{m}}$$

$$K_{sf} = 253442.079 \text{ N/m}$$

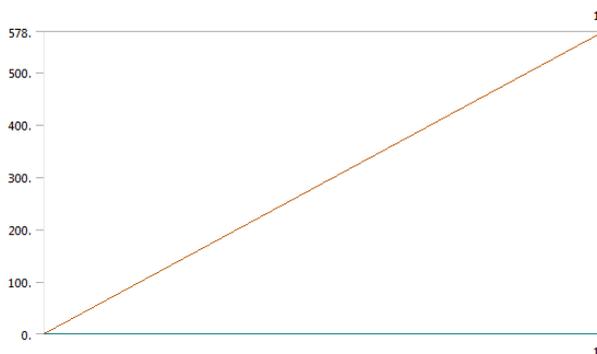
$$K_{sf} = 253.4420 \text{ N/mm}$$

En base a los resultados emitidos por las ecuaciones 3.60 y 3.63 se determinan los valores de  $K_{sf}$  para la selección de los muelles que serán empleados en la suspensión delantera y posterior del triciclo. Los diferentes valores de  $K_{sf}$  se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas)

### g.- Análisis mesas de suspensión

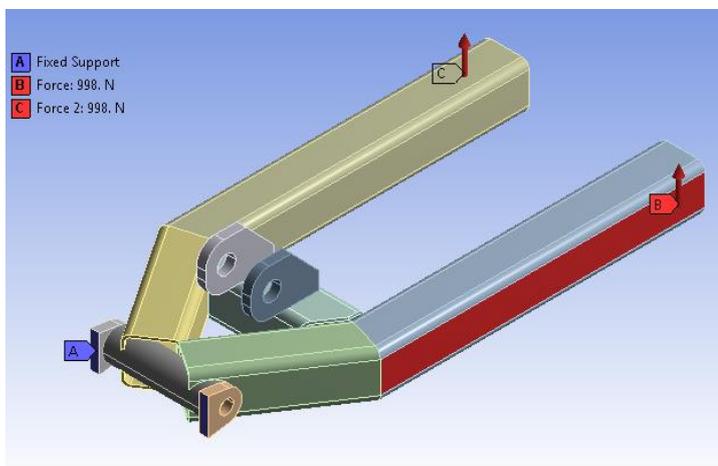
#### Fijación de cargas

Al determinar las cargas máximas de funcionamiento que influyen en el sistema de suspensión se procede a definir las condiciones de simulación, como se representa en la figura 127.



**Figura 127 Cargas máximas**

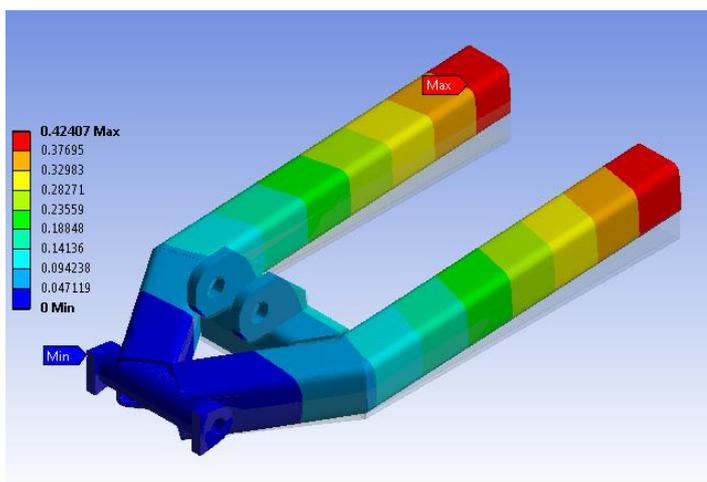
En la figura 128 se puede observar las condiciones de frontera para la mesa de suspensión, con la determinación de los puntos de acción de la carga y los puntos de sujeción.



**Figura 128 Condiciones de frontera**

### Deformación total

En la figura 129 se representa la deformación total de la mesa de suspensión con un valor máximo de 0.4240 mm, el valor de deformación determinado es muy irrelevante para generar una deformación permanente o producir falla sobre el elemento analizado por lo que se establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas.



**Figura 129 Deformación total**

## Esfuerzo equivalente

En la figura 130 se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 75.83 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material utilizado, a través de este indicativo se determinó que este componente es capaz de funcionar sin presencia de falla en condiciones extremas.

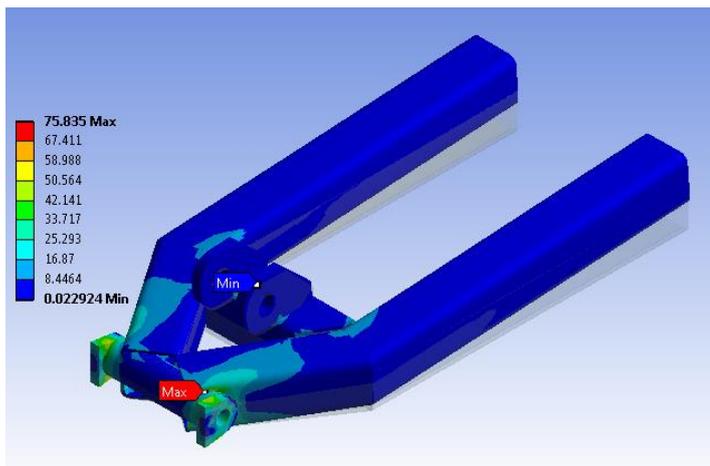
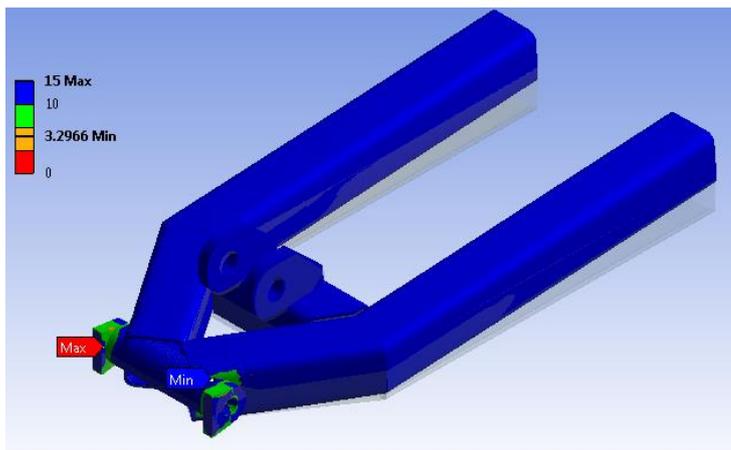


Figura 130 Esfuerzo equivalente

## Factor de seguridad estático

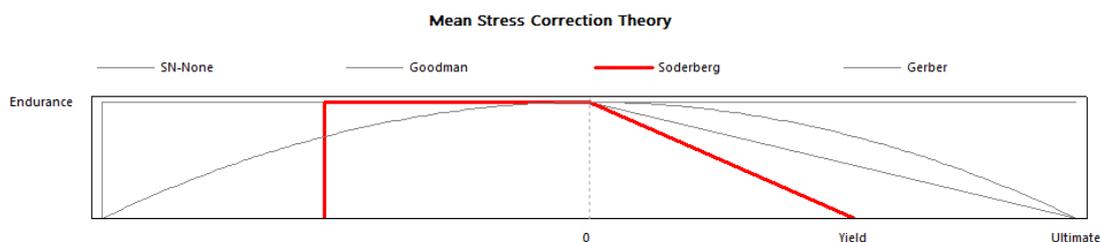
Al realizar los análisis de la mesa de suspensión se obtiene un factor de seguridad estático mínimo de 3.29 valor el cual se encuentra dentro del rango establecido para mantener su integridad en cualquier condición de funcionamiento



**Figura 131 Factor de seguridad estático**

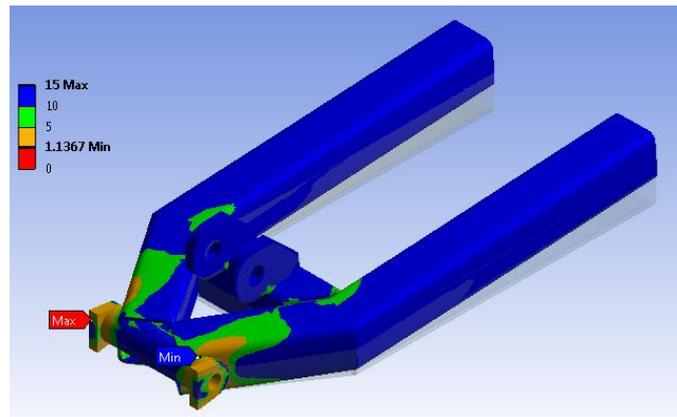
## Fatiga

El criterio utilizado para el análisis de la mesa de suspensión fue el de Soderberg representada en la figura 132, ya que este criterio se basa en los valores de tensión media y alternante en el punto analizado, esta es la teoría más conservadora debido a que predice la falla del material antes de que este llegue a su límite de fluencia.



**Figura 132 Fatiga del elemento**

El resultado de un análisis dinámico realizado sobre la mesa de suspensión nos establece un factor de seguridad mínimo de 1.136, valor que garantiza que este elemento es capaz de soportar cargas extremas y mantener su integridad en cualquier condición de funcionamiento como se observa en la figura 133



**Figura 133 Factor de seguridad mínimo**

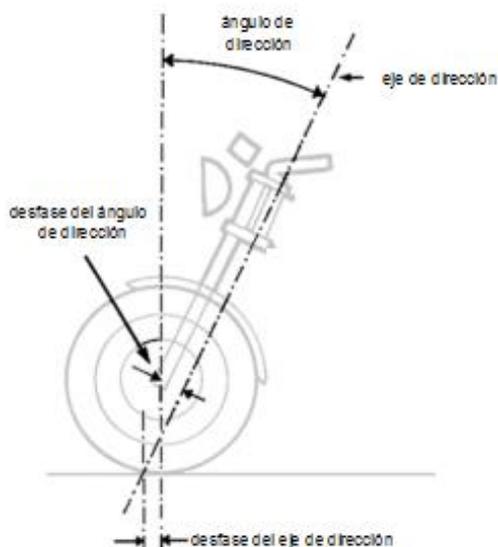
El último indicador de integridad mecánica de la mesa de suspensión es la cantidad de ciclos que este elemento es capaz resistir, el valor de ciclos determinados es de  $10^6$  ciclos, para este componente, el cual ofrecerá un correcto desempeño en su funcionamiento.

### 3.1.4 Diseño del sistema de dirección

El sistema de dirección es un conjunto de mecanismos cuya finalidad consiste en orientar la (las) rueda (ruedas) delantera (delanteras) o directriz (o directrices) para que el conductor, sin esfuerzo, pueda guiar el vehículo.

#### a.- Parámetros de diseño

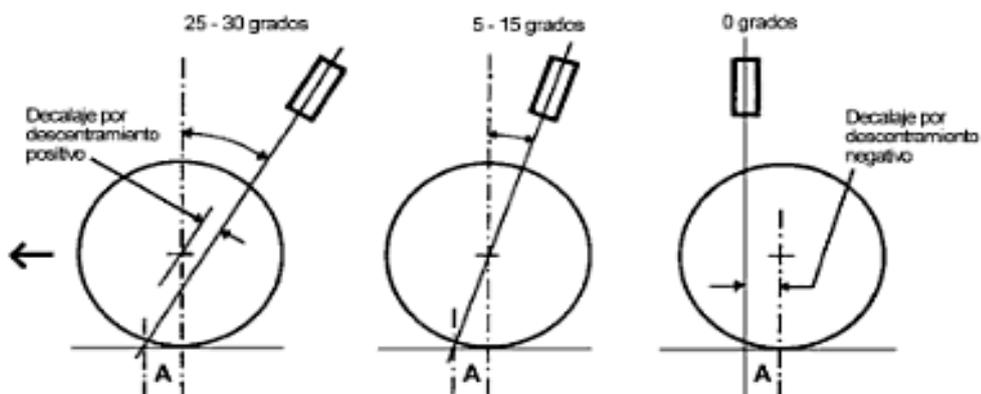
El sistema de dirección provee de la trayectoria adecuada para el triciclo, además debe ser confortable y fácil de manipular, para que estas características se cumplan es necesario definir una geometría de dirección en la cual se estipula el eje de dirección, ángulo de dirección y el desfase del eje de dirección como se observa en la figura 134



**Figura 134 Geometría de dirección**

**Fuente: (Foale, Motocicletas - Comportamiento Dinámico y Diseño de Chasis, 2002)**

El ángulo de decalaje idóneo para este tipo de vehículos se encuentra entre 25 – 30 grados (Foale, Motocicletas - Comportamiento Dinámico y Diseño de Chasis, 2002)

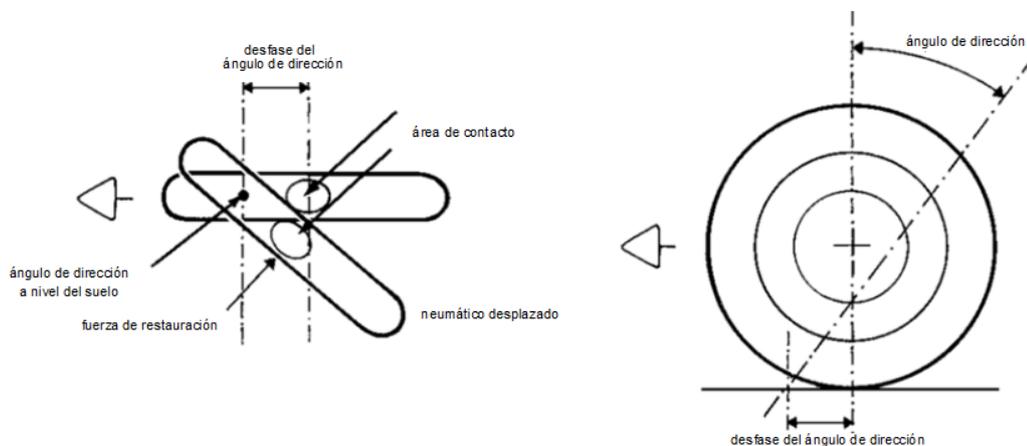


**Figura 135 Ángulo de decalaje**

**Fuente: (Foale, Motocicletas - Comportamiento Dinámico y Diseño de Chasis, 2002)**

El desfase del eje de dirección produce una distancia positiva con respecto al punto de contacto del neumático por lo que al momento de tener una fuerza lateral se producirá un momento con respecto al eje de dirección,

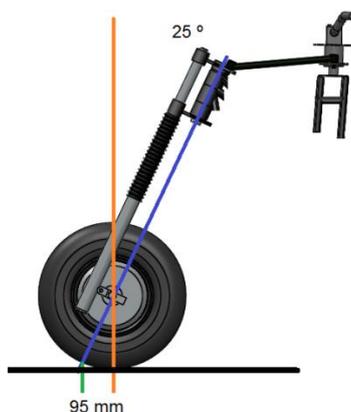
generando un momento auto alineante del sistema, como se puede observar en la figura 136



**Figura 136 Desfase del eje de dirección**

**Fuente: (Foale, Motocicletas - Comportamiento Dinámico y Diseño de Chasis, 2002)**

El desfase del eje de dirección para este tipo de vehículos se encuentra entre 50-100 mm (Foale, Motocicletas - Comportamiento Dinámico y Diseño de Chasis, 2002)

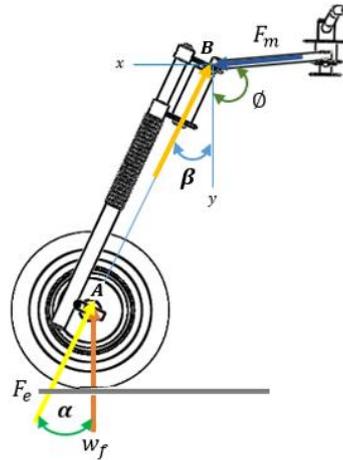


**Figura 137 Esquema de la dirección**

### Diagrama de cuerpo libre del sistema de dirección

Cuando se produce una transferencia longitudinal de carga se obtiene un momento crítico sobre el sistema de dirección ya que se transmiten valores

de carga máxima sobre este sistema, el cual bajo estas condiciones debe mantener un correcto funcionamiento.



**Figura 138 Diagrama de cuerpo libre del sistema de dirección**

#### **Punto "A"**

$$F_e = \frac{W_d}{\cos \alpha} \quad \text{Ecuacion 3.64}$$

Dónde:

$F_e$  = Fuerza resultante

$W_d$  = Peso máximo en la suspensión delantera

$$F_e = \frac{(t_f + w_1) * g}{\cos \alpha}$$

$$F_e = \frac{(110.787 \text{ Kg} + 180 \text{ Kg}) * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{\cos(25)}$$

$$F_e = \frac{2852.62 \text{ N}}{\cos(25)}$$

$$F_e = 3147.51 \text{ N}$$

**Punto "B"**

$$F_{ex} = F_e \cdot \sin \beta \quad \text{Ecuación 3.65}$$

Dónde:

$F_e$  = Fuerza resultante

$F_{ex}$  = Fuerza en el eje x

$$F_{ex} = 3147.51 \cdot \sin(25)$$

$$F_{ex} = 1330.19 \text{ N}$$

$$F_{ey} = F_e \cdot \cos \beta \quad \text{Ecuación 3.66}$$

Dónde:

$F_e$  = Fuerza resultante

$F_{ex}$  = Fuerza en el eje x

$$F_{ey} = 3147.51 \text{ N} \cdot \cos(25)$$

$$F_{ey} = 2852.61 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{ex} - F_{mx} = 0 \quad \text{Ecuación 3.67}$$

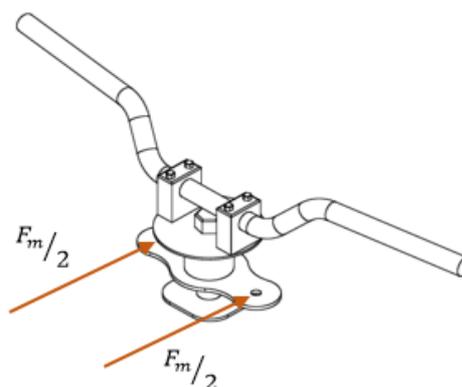
Dónde:

$F_{ex}$  = Fuerza en el eje x

$F_{mx}$  = Fuerza en el eje x de los brazos de dirección

$$F_{ex} = F_{mx}$$

$$F_{mx} = 1330.19 \text{ N}$$



**Figura 139 Mecanismo de dirección**

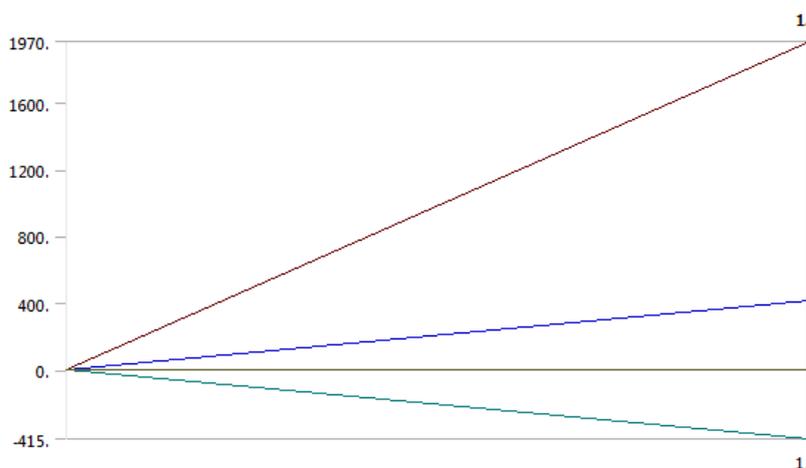
$$F_m = 1330.19 \text{ N} \cdot \cos(5) \quad \text{Ecuación 3.68}$$

$$F_m = 1325.12 \text{ N}$$

### b.- Análisis de la torre del sistema de dirección

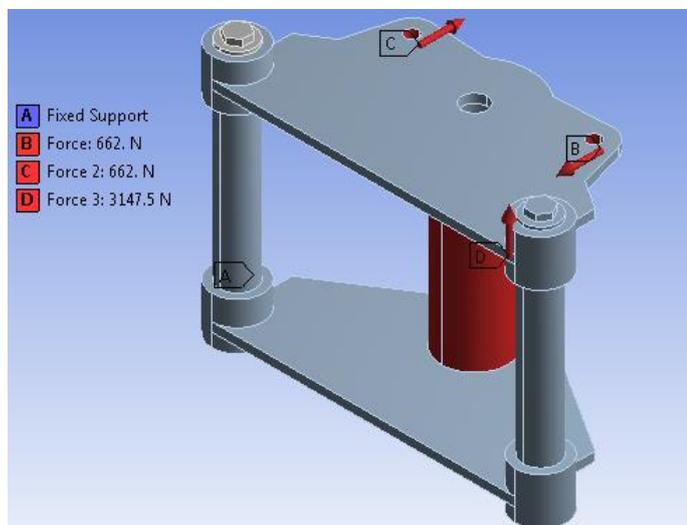
#### Fijación de cargas

Al determinar las cargas máximas de funcionamiento que influyen en la torre del sistema de dirección se procede a definir las condiciones de simulación, como se representa en la figura 140



**Figura 140 Fijación de cargas**

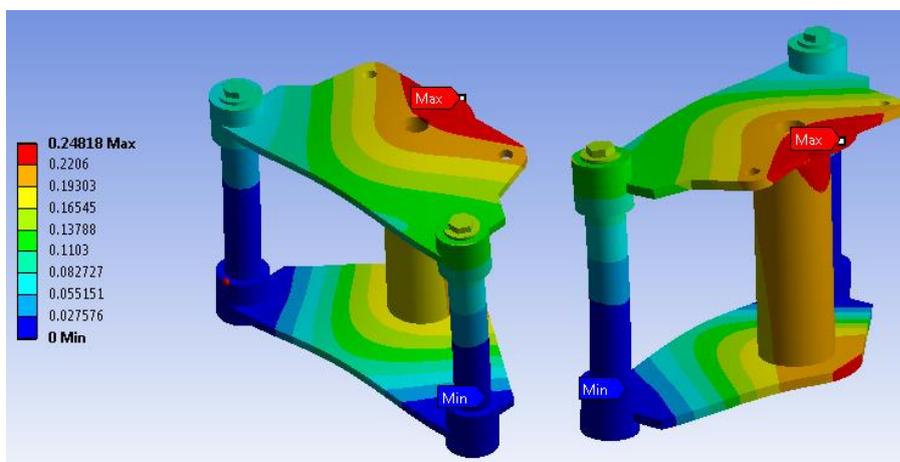
En la figura 141 se puede observar las condiciones de frontera para la torre del sistema de dirección, con la determinación de los puntos de acción de la carga y los puntos de sujeción.



**Figura 141 Condiciones de frontera**

### Deformación total

En la figura 142 se representa la deformación total de la torre del sistema de dirección con un valor máximo de 0.248 mm, el valor de deformación determinado es muy irrelevante para generar una deformación permanente o producir falla sobre el elemento analizado por lo que se establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas.



**Figura 142 Deformación total**

## Esfuerzo equivalente

En la figura 143 se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de  $42e^{-5}$  MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material utilizado, a través de este indicativo se determinó que este componente es capaz de funcionar sin presencia de falla en condiciones extremas.

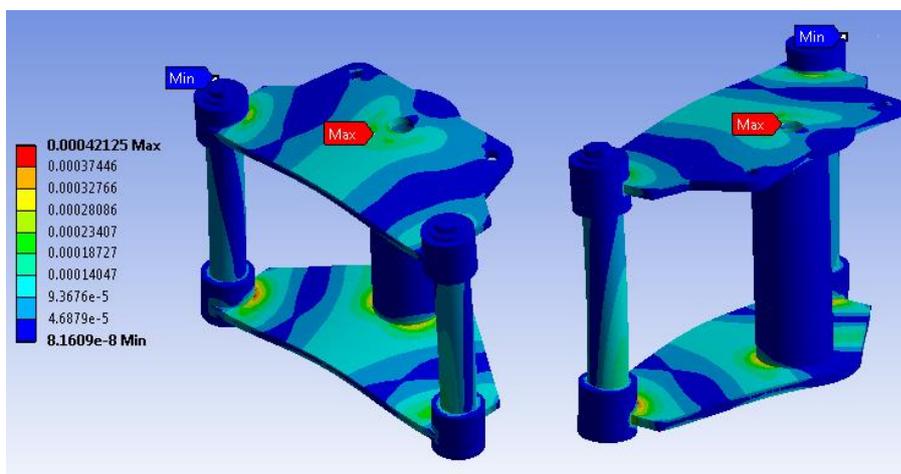
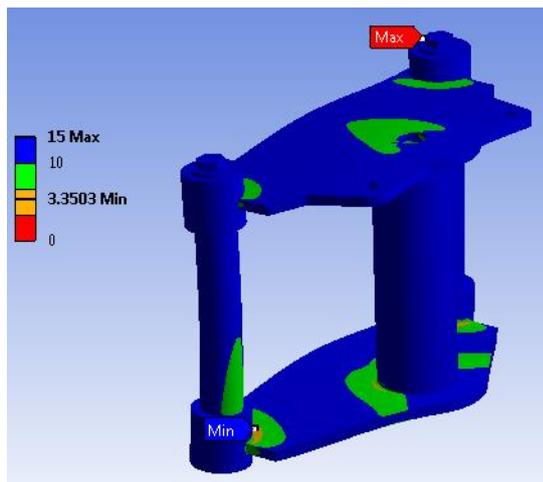


Figura 143 Esfuerzos equivalentes

## Factor de seguridad estático

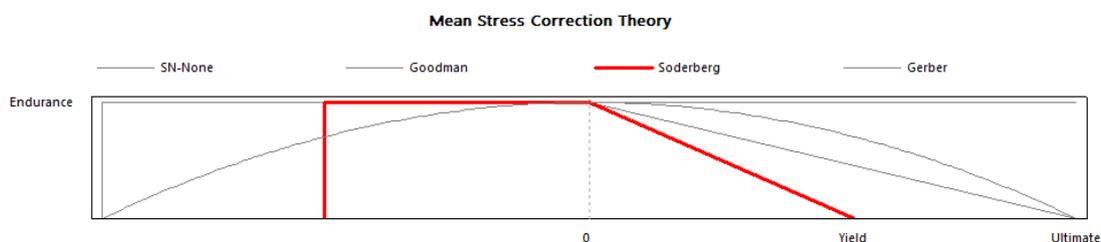
Al realizar los análisis de la torre del sistema de dirección se obtiene un factor de seguridad estático mínimo de 3.350, valor el cual se encuentra dentro del rango establecido para mantener su integridad en cualquier condición de funcionamiento.



**Figura 144 Factor de seguridad estático**

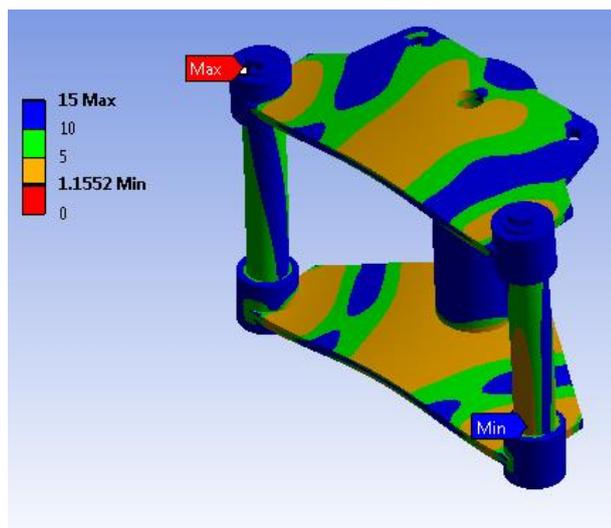
## Fatiga

El criterio utilizado para el análisis de la torre del sistema de dirección fue el de Soderberg representada en la figura 145, ya que este criterio se basa en los valores de tensión media y alternante en el punto analizado, esta es la teoría más conservadora debido a que predice la falla del material antes de que este llegue a su límite de fluencia.



**Figura 145 Fatiga del elemento**

El resultado de un análisis dinámico realizado sobre la torre del sistema de dirección nos establece un factor de seguridad mínimo de 1.155, valor que garantiza que este elemento es capaz de soportar cargas extremas y mantener su integridad en cualquier condición de funcionamiento como se observa en la figura 146



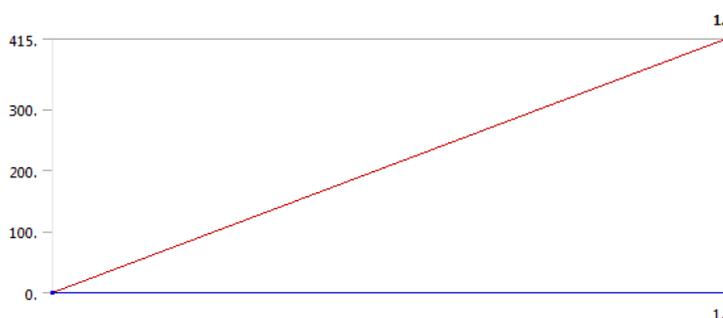
**Figura 146 Factor de seguridad mínimo**

El último indicador de integridad mecánica de la torre del sistema de dirección es la cantidad de ciclos que este elemento es capaz resistir, el valor de ciclos determinados es de  $10^6$  ciclos, para este componente, el cual ofrecerá un correcto desempeño en su funcionamiento.

### c.- Análisis del mecanismo del sistema de dirección

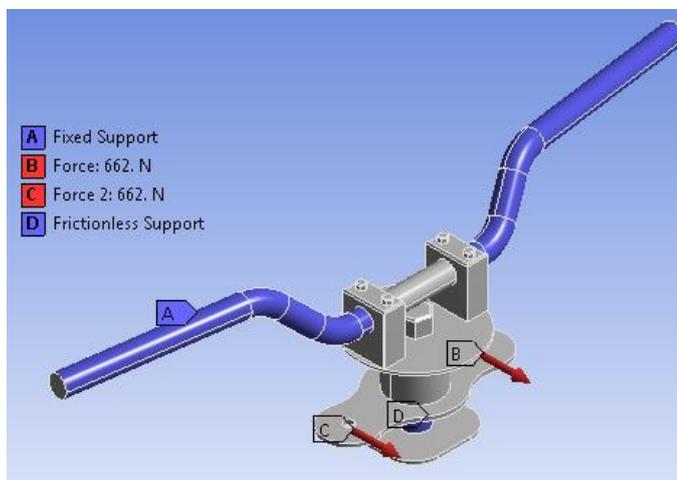
#### Fijación de cargas

Al determinar las cargas máximas de funcionamiento que influyen en el sistema de dirección se procede a definir las condiciones de simulación, como se representa en la figura 147



**Figura 147 Fijación de cargas**

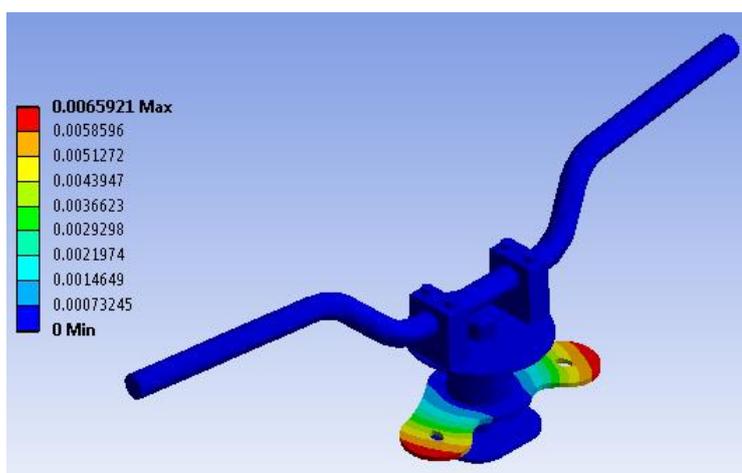
En la figura 148 se puede observar las condiciones de frontera para el mecanismo de dirección, con la determinación de los puntos de acción de la carga y los puntos de sujeción.



**Figura 148 Condiciones de frontera**

### Deformación total

En la figura 149 se representa la deformación total del mecanismo de dirección con un valor máximo de 0.00659 mm, el valor de deformación determinado es muy irrelevante para generar una deformación permanente o producir falla sobre el elemento analizado por lo que se establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas.



**Figura 149 Deformación total**

## Esfuerzo equivalente

En la figura 150 se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de  $5.666e^{-5}$  MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material utilizado, a través de este indicativo se determinó que este componente es capaz de funcionar sin presencia de falla en condiciones extremas.

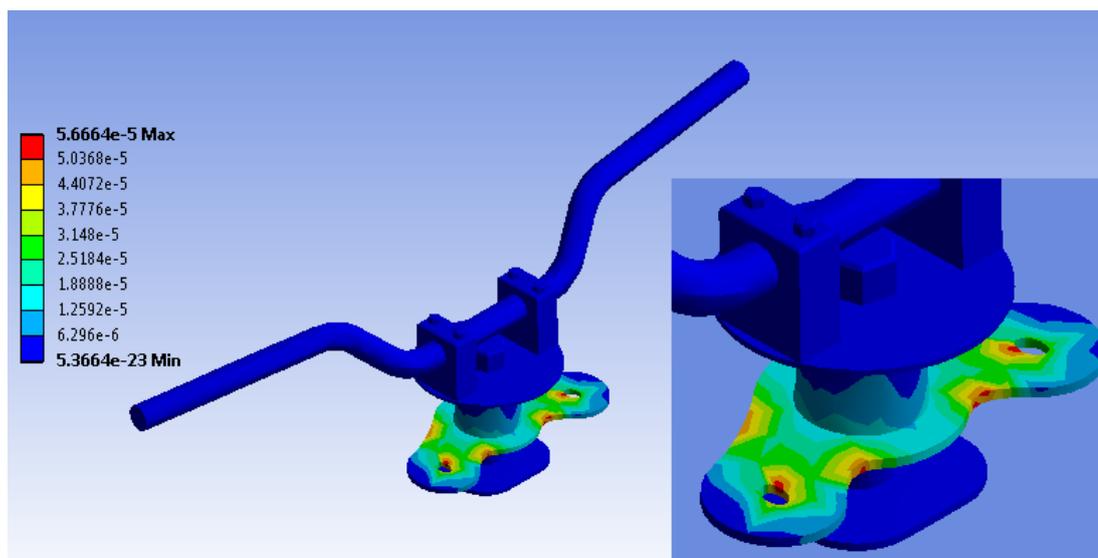
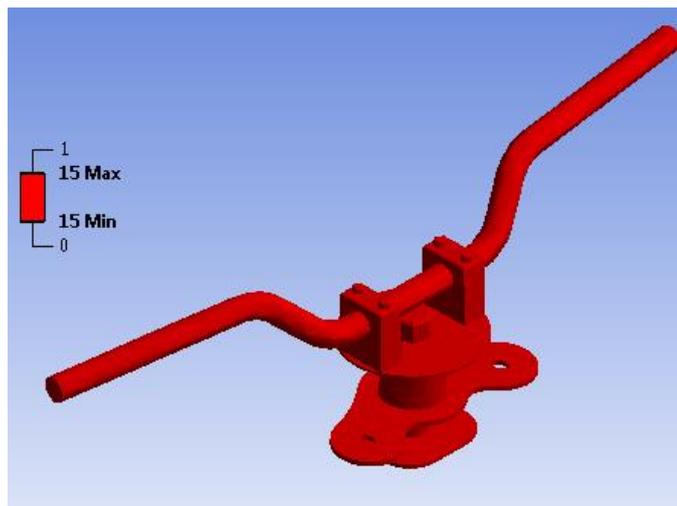


Figura 150 Esfuerzo equivalente

## Factor de seguridad estático

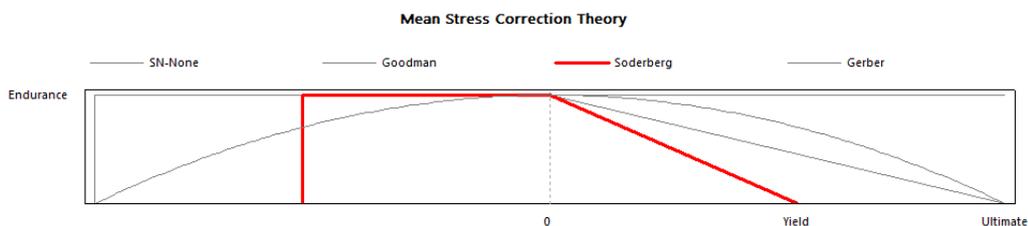
Al realizar los análisis del mecanismo de dirección se obtiene un factor de seguridad estático superior a 15, valor el cual se encuentra dentro del rango establecido para mantener su integridad en cualquier condición de funcionamiento.



**Figura 151 Factor de seguridad estático**

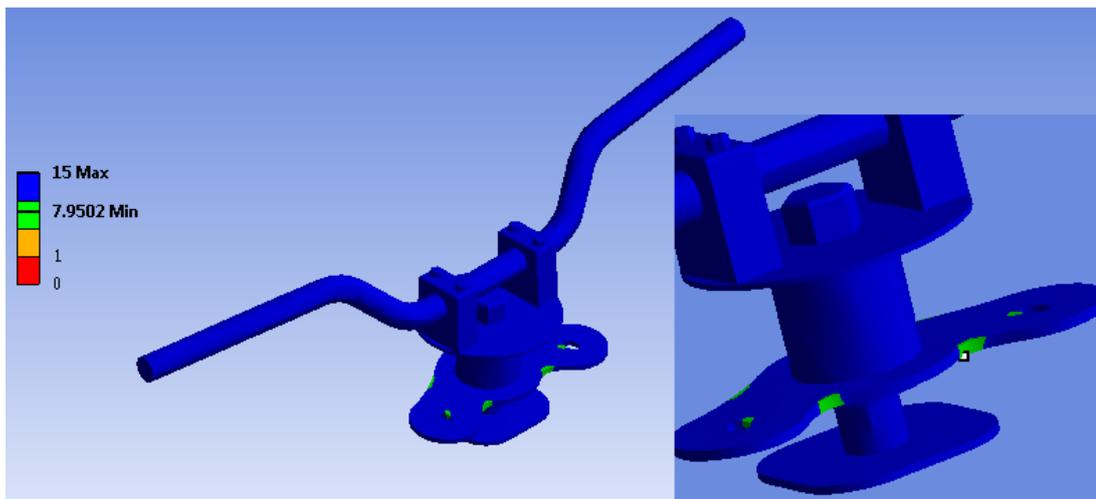
## Fatiga

El criterio utilizado para el análisis del mecanismo de dirección fue el de Soderberg representada en la figura 152, ya que este criterio se basa en los valores de tensión media y alternante en el punto analizado, esta es la teoría más conservadora debido a que predice la falla del material antes de que este llegue a su límite de fluencia.



**Figura 152 Fatiga del elemento**

El resultado de un análisis dinámico realizado sobre el mecanismo de dirección nos establece un factor de seguridad mínimo de 7.95 valor el cual garantiza que este elemento es capaz de soportar cargas extremas y mantener su integridad en cualquier condición de funcionamiento como se observa en la figura 153



**Figura 153 Factor de seguridad mínimo**

El último indicador de integridad mecánica del mecanismo de dirección es la cantidad de ciclos que este elemento es capaz resistir, el valor de ciclos determinados es de  $10^6$  ciclos, para este componente, el cual ofrecerá un correcto desempeño en su funcionamiento.

### **3.2 Construcción de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección**

#### **a.- Selección del material**

Para la construcción de los sistemas mecánicos se seleccionó el acero estructural ASTM A 500, para los tubos cuadrados de diferentes dimensiones que emplean los sistemas ya que son de fácil adquisición y presentan gran variedad en el mercado nacional.

Las propiedades para tubos cuadrados y rectangulares HSS difieren de los circulares HSS. El grado más común tiene un esfuerzo de fluencia y una resistencia de ruptura a la tensión de 46 y 58 ksi (320 MPa o 3 200 kg/cm<sup>2</sup> y 405 MPa o 4 100 kg/cm<sup>2</sup>) (ahmsa, 2015)

Las diferentes dimensiones de los tubos estructurales ASTM A 500 se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas).

El acero ASTM A 36 se emplea en planchas y platinas en la construcción de los diferentes sistemas mecánicos del triciclo (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015)

Específicamente en el sistema de dirección, para la construcción de los ejes de dirección de horquilla y del manubrio se utilizó el acero AISI 1018 (DIPAC, EJES DE TRANSMISION, 2015).

#### **b.- Proceso de soldadura**

El proceso de soldadura GMAW-MIG es el empleado para la unión de piezas y partes de los diferentes sistemas ya que esta técnica tiene enormes ventajas, como la de fácil aplicación, no salpica en exceso y produce soldaduras de calidad. Las características de soldadura se encuentran en la sección anexos (Ver ANEXOS, Tablas y Fichas)

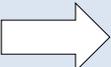
#### **c.- Proceso de pintura**

El para el proceso de pintura de todos los sistemas mecánicos se utilizó pintura anticorrosiva ANTIOX brillante (acabado final 900BC y 900MC), la misma que fue aplicada con airless (soplete) (Pinturas Condor, 2015). Las características técnicas de dicha pintura se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Fichas)

#### **d.- Cursograma sinóptico de construcción**

La función del cursograma sinóptico es representar las operaciones tecnológicas que se siguen en las diferentes etapas de construcción de los sistemas mecánicos. Las operaciones de construcción no tienen un orden de seguimiento estricto, se ejecutan conforme la necesidad de avance de la construcción y según los planos que se adjuntan.

El tiempo empleado en cada operación se indica a la izquierda de la operación, y se lo señala en minutos mientras que al lado derecho se representa las operaciones tecnológicas, para la elaboración del cursograma se utiliza la siguiente nomenclatura.

Símbolo	Significado
	Operación tecnológica
	Inspección
	Traslado o transporte
	Almacenamiento
	Espera

**Figura 154 Nomenclatura**

### 3.2.1 Construcción del sistema de acceso

#### a.- Proceso de manufactura del sistema de acceso

Las diferentes medidas requeridas para la construcción del sistema de acceso fueron basadas en planos de diseño ya establecidos.



**Figura 155 Análisis de planos del sistema de acceso**

## Rampa plegable

En la construcción de la rampa plegable para el sistema de acceso se empleó tubo estructural negro cuadrado ASTM A 500 de 20\*20 mm y de 1.5 mm de espesor. La rampa plegable va anclada al bastidor mediante 4 soportes tipo oreja, los cuales soportan el peso de la misma. (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015).



**Figura 156 Construcción de la base de la rampa**

El mecanismo de plegado de la rampa se da por medio de un sistema tipo bisagra, el mismo que consta de 8 soportes tipo oreja, los cuales se unen entre sí por medio de 2 pernos



**Figura 157 Construcción de mecanismo de plegado**

La superficie de la rampa y guías del resorte de torsión están constituida por planchas laminadas al frío ASTM A 36 de 1.19 mm de espesor, las mismas que fueron cortadas y dobladas para cumplir las medidas y formas requeridas por el diseño. (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015)



**Figura 158 Construcción de la superficie de la rampa**

Todos estos elementos antes mencionados van unidos por el proceso de suelda GMAW-MIG con material de aporte consumible ER70S – 3 de 0.76 mm de diámetro.



**Figura 159 Unión de partes con soldadura GMAW – MIG**

Los soportes de las ruedas de apoyo están constituidos por platinas ASTM A 36 SAE 1008 de 19 mm de ancho y 4 mm de espesor (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015), los mismos que necesitan perforaciones para sostener las ruedas de apoyo.

El mecanismo de apertura y cierre de la rampa consta de los siguientes elementos:

- Motor Eléctrico
- Conjunto de piñones tipo wincha

- Cable tensor motor-rampa de 2.70 m y 2 mm de  $\varnothing$
- 2 Resortes de torsión
- 2 rodamientos de 40 mm de  $\varnothing$  (templadores del cable)
- 4 ruedas de apoyo de 75 mm de  $\varnothing$

El conjunto de piñones tipo wincha va unido al bastidor por el proceso de suelda GMAW-MIG con material de aporte consumible ER70S – 3 de 0.76 mm de diámetro.



**Figura 160 Conjunto de piñones tipo wincha**

### **b.- Proceso de desarrollo del sistema de acceso**

El proceso de fabricación del sistema de acceso se especifica a través de un cursograma sinóptico representado en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas).

## **3.2.2 Construcción del sistema de frenos**

### **a.- Proceso de manufactura del sistema de frenos posteriores**

Para la elaboración de las bases de las mordazas y del tambor de freno se utilizó platina ASTM A 36 SAE 1008 de 100 mm de ancho y 6 mm de espesor, las mismas que requieren de perforaciones adicionales en su estructura para adaptarse a los puntos de sujeción de las mordazas y del tambor. Las bases de las mordazas son soldadas con proceso GMAW - MIG

con material de aporte consumible ER70S – 3 de 0.76 mm de diámetro a las mesas de suspensión.



**Figura 161 Bases de mordazas**

En la construcción de la línea hidráulica se utilizó 3.90 m de cañerías de cobre flexible 3/16" de diámetro externo y anima nominal de 2.5 mm. También se necesitó de 1.40 m de manguera hidráulica (AirFlex, 2015)



**Figura 162 Cañerías de cobre**  
**Fuente: (Impovar, 2015)**

Las cañerías de cobre flexible en sus extremos están constituidas por racores macho y hembra los mismos que van unidos a la cañería mediante proceso de soldadura OAW con varilla de bronce de 3.2 mm de diámetro (Endura, 2015). Los extremos de las mangueras hidráulicas están constituidos por banjos hidráulicos y racores hembra los mismos que van

prensados a la misma. Tanto las cañerías de cobre como las mangueras hidráulicas se enlazan entre sí para dar vida a la línea hidráulica.



**Figura 163 Mangueras de hidráulicas**  
**Fuente: (Inversiones Roca, 2015)**

#### **b.- Proceso de desarrollo del sistema de frenos**

El proceso de fabricación del sistema de frenos se especifica a través de un cursograma sinóptico representado en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas)

### **3.2.3 Construcción del sistema de suspensión**

#### **a.- Proceso de manufactura del sistema de suspensión**

Las diferentes medidas requeridas para la construcción del sistema de suspensión posterior fueron basadas en planos de diseño ya establecidos.



**Figura 164 Análisis de planos del sistema de suspensión**

## Mesas de suspensión posteriores

En la sección anterior se establece el diseño como el dimensionamiento de las mesas de suspensión posteriores, por lo cual para su construcción se emplea tubo estructural negro cuadrado ASTM A 500 de 50\*50 mm y 3 mm de espesor (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015).



**Figura 165 Tubos cuadrados estructurales**  
**Fuente: (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015).**

La mesa de suspensión izquierda va anclada al bastidor por un bocín común de caucho, al amortiguador por 2 soportes tipo oreja y a la rueda por 2 bocines metálicos individuales, uno en cada lado de la mesa.



**Figura 166 Dimensionamiento de acople al bastidor**



**Figura 167 Construcción de acoples de mesa de suspensión**

La construcción de la mesa de suspensión derecha cumple el mismo proceso que el de su paralela izquierda.

La unión de estos elementos se dio mediante el proceso de suelda GMAW-MIG con material de aporte consumible ER70S – 3 de 0.76 mm de diámetro con núcleo fundente.

#### **b.- Proceso de desarrollo del sistema de suspensión**

El proceso de fabricación del sistema de suspensión se especifica a través de un cursograma sinóptico representado en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas)

### **3.2.4 Construcción del sistema de dirección**

#### **a.- Procesos de manufactura del sistema de dirección**

Las diferentes medidas requeridas para la construcción del sistema de dirección fueron basadas en planos de diseño ya establecidos.



**Figura 168 Análisis de planos del sistema de dirección**

Para la construcción de los arboles triple de la barra de dirección se empleó plancha laminada al caliente ASTM A 36 de 7.54 mm de espesor, las mismas que fueron perforadas para alojar las abrazaderas de los tubos de horquilla (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015).



**Figura 169 Planchas laminadas al caliente**  
**Fuente: (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015).**

El eje de dirección de horquilla y del manubrio se derivan de un eje de acero de transmisión AISI 1018 de 7/8" de diámetro, el cual fue maquinado para cumplir con los requerimientos del diseño del sistema y a su vez los ejes antes mencionados fueron soldados al árbol triple inferior y a la plancha inferior del mecanismo de dirección respectivamente. (DIPAC, EJES DE TRANSMISION, 2015)



**Figura 170 Ejes de dirección**

**Fuente: (Metalmeccanica Julio Azcarategui, 2015)**

El proceso de soldadura utilizado fue el GMAW-MIG con material de aporte consumible ER70S – 3 de 0.76 mm de diámetro con núcleo fundente

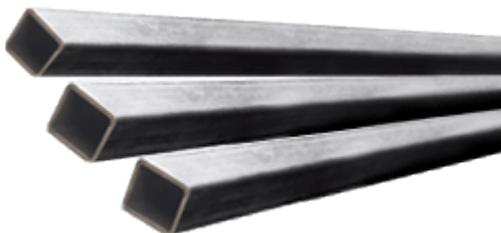
Dos barras de mando de dirección del Chevrolet 350 Diesel fueron utilizadas para los brazos de dirección del triciclo monoplaça eléctrico, las mismas que fueron modificadas para cumplir su propósito en el diseño, quedando con un diámetro de 17.46 mm y una longitud de 360 mm (S.R.L, Centro Capemi, 2015)



**Figura 171 Barras de mando**

**Fuente. (S.R.L, Centro Capemi, 2015)**

La base del mecanismo de dirección fue construida con tubo estructural galvanizado cuadrado ASTM A 500 de 20\*20 mm y de 1.5 mm de espesor.



**Figura 172 Tubos estructurales**

**Fuente: (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015)**

Para la construcción de la plancha del mecanismo de dirección que aloja a los brazos de dirección y para la plancha que sirve de soporte al manubrio se utilizó plancha laminada al caliente ASTM A 36 de 5.95 y 3.97 mm de espesor respectivamente (DIPAC, CATALOGO DE ACERO, 2015)

#### **b.- Proceso de desarrollo del sistema de dirección**

El proceso de fabricación del sistema de dirección se especifica a través de un cursograma sinóptico representado en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas)

## CAPÍTULO IV

### 4. ENSAMBLAJE Y PRUEBAS DE LOS SISTEMAS DE ACCESO, FRENOS, SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN

#### 4.1 Ensamble de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección

El acero utilizado en la mayoría de pernos de diferentes medidas para el ensamble de las partes y componentes de los sistemas mecánicos es el ASTM A 449 (ahmsa, 2015). Las características e identificación de los diferentes tipos de pernos se encuentran en la sección de anexos (Ver ANEXOS, Tablas)

Para el ensamblaje de los sistemas mecánicos se empleó diferentes herramientas como: ratchet, dados, aumentos, destornilladores, martillo engrasador, aceitero, entre otros.



**Figura 174 Herramientas**

#### 4.1.1 Ensamble del sistema de acceso

##### a.- Rampa plegable

Para el ensamble del mecanismo plegable tipo bisagra de la rampa se necesitó de 2 pernos ASTM A 449 de 1/4" de diámetro y 2" de longitud que acoplan los 8 soportes tipo oreja del mismo. El anclaje de la rampa al

bastidor del triciclo monoplaza eléctrico se da por 2 pernos ASTM A 490 de 7/16" de diámetro y 6" de longitud, los mismos que proporcionan articulación a este punto de la rampa.



**Figura 175 Ensamble del mecanismo plegable**

Los resortes de torsión son ubicados en sus puntos de giro que se encuentran en la parte baja posterior del bastidor, los mismos que van anclados al bastidor y a la rampa mediante guías metálicas.



**Figura 176 Ensamble de los resortes de torsión**

Las 4 ruedas de apoyo de la rampa fueron acopladas a la misma por medio de las 4 platinas de soporte que componen este sistema, para lo cual se requirió de 2 pernos ASTM A 449 de 5/16" de diámetro y 2" de longitud; y 2 pernos ASTM A 449 de 1/4" de diámetro y 1<sup>1/4</sup>" de longitud, los mismos que acoplan a la rampa con las platinas y las platinas a las ruedas de apoyo respectivamente.

Los rodamientos del cable tensor motor-rampa son acoplados al bastidor en sus diferentes posiciones por 2 pernos ASTM A 449 de 1/4" de diámetro y 1 1/4" de longitud.



**Figura 177 Acople de los rodamientos y cable tensor**

Conjuntamente el motor eléctrico y el conjunto de piñones tipo wincha del mecanismo de apertura y cierre son ensamblados para darle la funcionalidad al sistema de acceso.



**Figura 178 Motor eléctrico y conjunto de piñones tipo wincha**



**Figura 179 Funcionalidad de la rampa**

## 4.1.2 Ensamble del sistema de frenos

### a.- Freno delantero

El soporte del freno de tambor va anclado al tubo izquierdo de suspensión de la horquilla por 2 pernos ASTM A 449 de 5/16" de diámetro y  $1^{27/64}$ " de longitud, el mismo que aloja y soporta al freno de tambor en su punto de agarre.

El cable de freno de tambor de 1.80 mm de diámetro y 1.50 m de longitud que va cubierto por un revestimiento de 4.9 mm de diámetro, es el enlace entre el manillar del freno de tambor que va montado en el manubrio de dirección y la palanca de la leva del freno que es la que permite accionar a las zapatas que efectúan el frenado, a través del temple de dicho cable efectuado por el manillar de freno.



**Figura 180 Ensamble del manillar del freno delantero**



**Figura 181 Ensamble del freno de tambor**

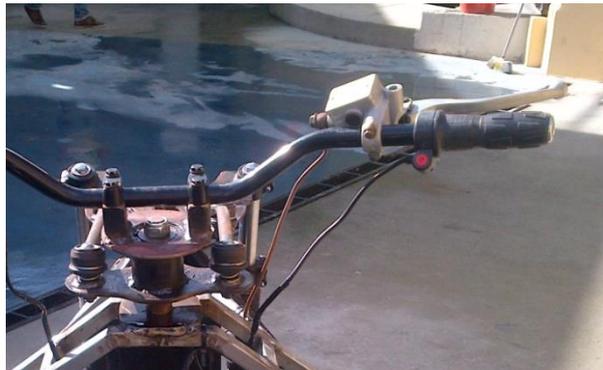
### b.- Freno posterior

Las mordazas de los frenos de disco son acopladas al soporte de las mismas por 2 pernos ASTM A 449 de 5/16" de diámetro y 1<sup>1/8</sup>" de longitud.



**Figura 182 Ensamble de las mordazas del freno posterior**

El manillar del freno de disco que aloja a la bomba hidráulica es ensamblado al manubrio de dirección.



**Figura 183 Ensamble de manillar del freno hidráulico**

La línea hidráulica es la encargada de transmitir la fuerza de frenado desde el manillar del freno de disco hacia las mordazas, esta consta de cañerías de cobre flexible y mangueras hidráulicas, las mismas que son empalmadas a través de los diferentes tipos de acoples (racor en T, racores hembra y macho, banjos hidráulicos) distribuidos en puntos específicos del sistema hidráulico.

### 4.1.3 Ensamble del sistema de suspensión

#### a.- Suspensión delantera

Los tubos de suspensión de la horquilla en su parte superior son ensamblados y sujetos por 6 pernos ASTM A 449 de 5/16" de diámetro y 1<sup>27/64</sup>" de longitud, que presentan las cuatro abrazaderas de agarre de los dos árboles de dirección y en su parte inferior van anclados a los soportes de suspensión por 2 pernos ASTM A 490 de 1/2" de diámetro y 2<sup>23/64</sup>" de longitud.



**Figura 184 Ensamble de la suspensión delantera**

#### b.- Suspensión posterior

La mesa de suspensión izquierda va articulada al bastidor por un perno ASTM A 490 de 5/8" de diámetro y 8" de longitud, el mismo que une el buje de la mesa y los soportes tipo oreja del bastidor. El ensamble de la mesa de suspensión derecha es el mismo que cumple su paralela izquierda.

Las ruedas del triciclo van ancladas en los bujes metálicos de las mesas de suspensión, cada una por 1 eje de moto Suzuki Ax 100 de 1/2" de diámetro y 11" de longitud, el mismo que permite la rotación de la rueda del triciclo. (Torre, 2015)

Cada uno de los amortiguadores va articulado en su parte inferior a la mesa de suspensión por un perno ASTM A 490 de 1/2" de diámetro y 3<sup>7/8</sup>" de longitud, que acopla el buje inferior del amortiguador y los soportes tipo oreja de la mesa y en su parte superior al bastidor por un perno ASTM A 449 de 5/16" de diámetro y 4" de longitud, que acopla el buje superior del amortiguador y los bujes del bastidor en ese punto.



**Figura 185 Ensamble de suspensión trasera**

#### **4.1.4 Ensamble del sistema de dirección**

Los arboles de dirección van ensamblados y articulados al pivot del bastidor mediante el eje de dirección que esta soldado al árbol de dirección inferior, el mismo que aloja al árbol de dirección superior, a los rodamientos y a las cunas de dirección que son las encargadas de proporcionar suavidad y uniformidad al giro de la rueda delantera. Este eje también es el encargado de sujetar a todos los elementos antes mencionados por una tuerca del mismo diámetro con el fin de formar un solo cuerpo con el bastidor.



**Figura 186** Ensamble de los árboles de dirección y el eje de dirección de horquilla

El mecanismo de dirección se forma al acoplar el eje de dirección del manubrio con los rodamientos y las cunas de dirección, así como también con la platina superior que aloja a los soportes del manubrio y por ende a los manubrios. Este eje cumple la función de mantener sujetos a todos los elementos antes mencionados por una tuerca del mismo diámetro como también la de direccionar al triciclo mediante el manubrio.

Los brazos de dirección que son los encargados de articular la torre de dirección con el mecanismo de dirección a través del árbol superior y la plancha inferior del mecanismo de dirección que son los encargados de alojar a los brazos del mismo sistema.



**Figura 187** Sistema de dirección

El direccionamiento final viene dado al acoplar el manubrio con las chapas por medio de 4 pernos ASTM A 449 de 5/16" de diámetro y 1<sup>27/64</sup>" de longitud, el mismo que permitirá al conductor maniobrar al triciclo por la trayectoria deseada.

#### 4.2 Pruebas de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección

Para las pruebas dinámicas de los diferentes sistemas mecánicos se tomó la trayectoria La cocha – San Buenaventura, la misma que tiene un recorrido de aproximadamente 7 Km y presenta diferentes tipos de superficies, lo cual la vuelve idónea para el ensayo.

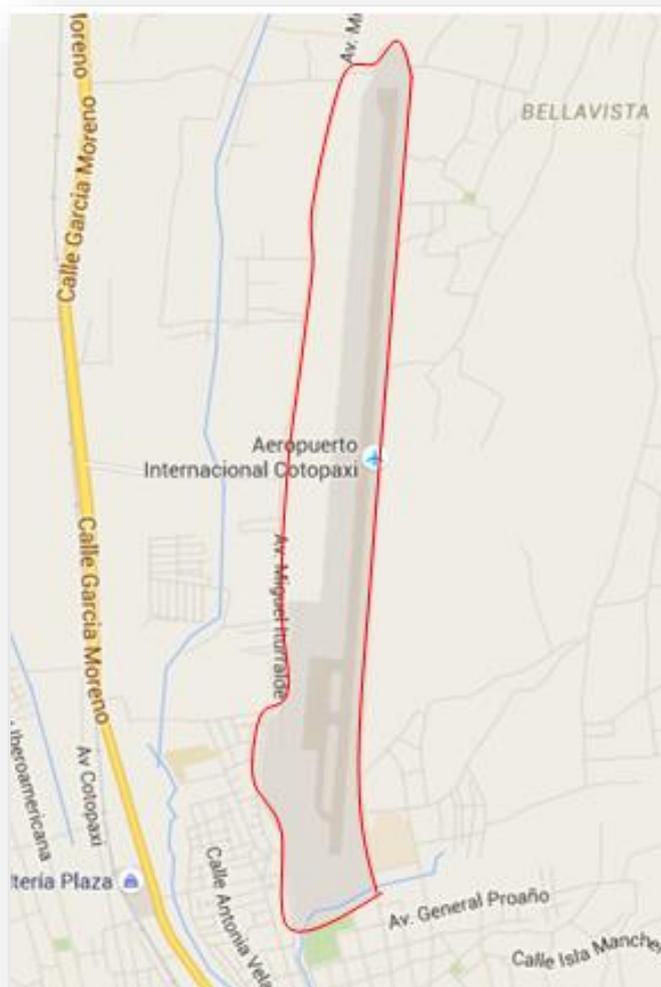


Figura 188 Trayectoria de pruebas La cocha – San Buenaventura

#### 4.2.1 Pruebas del sistema de acceso



**Figura 189 Dinámica de prueba para el sistema de acceso**

Mediante esta prueba dinámica se verifica la capacidad que posee el sistema de acceso para abrir y cerrar la rampa, por la cual asciende y desciende la persona discapacitada.

**Tabla 12**  
**Pruebas del sistema de acceso**

PRUEBAS DE LA RAMPA		
Realizado por:	Oscar Vega Moreira	
Lugar:	Trayecto La Cocha-San Buenaventura	<b>Fecha:</b> 31-julio-2015
Tipo de superficie	<b>Tiempo de apertura (s)</b>	<b>Tiempo de cierre (s)</b>
<b>Cemento</b>	8.30	8.30
<b>Tierra-lastre</b>	-	8.30
<b>Asfalto</b>	8.30	8.30
<b>Conclusión</b>	El sistema de acceso tiene una funcionalidad del 100 % en superficies planas y llanas	

#### 4.2.2 Pruebas del sistema de frenos



**Figura 190 Dinámica de prueba para el sistema de frenos**

Mediante esta prueba dinámica se verifica la capacidad que posee el sistema de frenos para bloquear las tres ruedas y detener el triciclo en línea recta después de una aceleración.

**Tabla 13**  
**Pruebas del sistema de frenos**

PRUEBAS DE FRENADO			
Realizado por:	Oscar Vega Moreira		
Lugar:	Trayecto La Cocha-San Buenaventura	Fecha:	31-julio-2015
Tipo de superficie	<b>Velocidad promedio (Km/h)</b>	<b>Distancia de frenado (m)</b>	<b>Frenado en línea recta?</b>
<b>Cemento</b>	35	8	Ok
<b>Tierra-lastre</b>	20	12	Ok
<b>Asfalto</b>	35	10	Ok
Conclusión	El triciclo monoplaza eléctrico logra el frenado en línea recta y su distancia de frenado depende del tipo de superficie sobre la cual se desplace.		

### 4.2.3 Pruebas del sistema de suspensión



**Figura 191 Dinámica de prueba para el sistema de suspensión**

Mediante esta prueba dinámica se verifica la capacidad que posee el sistema de suspensión para absorber las irregularidades del trazado por donde circula el triciclo y mantener en contacto los neumáticos con la calzada.

**Tabla 14**  
**Pruebas del sistema de suspensión**

PRUEBAS DE MUELLES				
Realizado por:	Oscar Vega Moreira			
Lugar:	Trayecto La Cocha-San Buenaventura	Fecha:	31-julio-2015	
	Deformación en reposo (mm)	Deformación en aceleración (mm)	Deformación en frenado (mm)	Deformación en curvatura (mm)
Suspensión delantera	74	63.13	120	74
Suspensión posterior	11	12.33	5.46	20
Conclusión.	Los diferentes rangos de deformación se dan por la distribución de peso que existe en las distintas pruebas			

#### 4.2.4 Pruebas del sistema de dirección



**Figura 192 Dinámica de prueba para el sistema de dirección**

Mediante esta prueba dinámica se verifica la capacidad que posee el sistema de dirección para permitir al conductor maniobrar el triciclo por las diferentes rutas y senderos que este desee transitar.

Las pruebas dinámicas en línea recta fueron realizadas a una velocidad de 35 Km/h y en curvatura a una velocidad de 25 Km/k en una curva de 18 m de radio, teniendo en cuenta que el radio de giro del triciclo es de 4m.

Para el sistema de dirección se determinaron tres tipos de pruebas que son:

- Maniobrabilidad
- Estabilidad
- Precisión

Se analiza cada tipo de prueba y se la califica con el adjetivo que más se apegue a su desempeño:

- Excelente
- Regular
- Pésimo

**Tabla 15**  
**Pruebas del sistema de dirección**

PRUEBAS DE DIRECCIÓN			
Realizado por:	Oscar Vega Moreira		
Lugar:	Trayecto La Cocha-San Buenaventura	Fecha:	31-julio-2015
	<b>Línea recta (35Km/h)</b>	<b>Aceleración/Frenado (35 Km/h)</b>	<b>Curvatura (25Km/h)</b>
Maniobrabilidad	Excelente	Excelente	Excelente
Estabilidad	Excelente	Excelente	Excelente
Precisión	Excelente	Excelente	Excelente
Conclusión.	El sistema de dirección trabaja al 100 % en todos sus aspectos siempre y cuando no se supere una velocidad de 25 Km/h		

## CAPÍTULO V

### 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 Conclusiones

- Los diferentes sistemas mecánicos fueron diseñados con criterios de seguridad, confort, movilidad e independencia para las personas con discapacidad en sus extremidades inferiores.
- Cada uno de los sistemas mecánicos del triciclo consta con un factor de seguridad elevado, el mismo que es superior a 3, lo que garantiza la fiabilidad del triciclo como medio de transporte de personas discapacitadas.
- El material primordial en la construcción de los sistemas mecánicos fue el acero estructural ASTM A 500 ya que posee características para un buen desempeño como es un esfuerzo a la fluencia de 46 Ksi (320 MPa) y una resistencia de ruptura a la tensión de 58 ksi (405 MPa).
- Las pruebas de comportamiento dinámico de cada uno de los sistemas determinaron que el triciclo puede transitar sin mayor inconveniente en cualquier superficie regular a una velocidad nominal de 25 Km/h, la misma que garantiza el buen desempeño del triciclo monoplaza.

## 5.2 Recomendaciones

- Para un buen desempeño del triciclo como proveedor de transporte de personas discapacitadas, el conductor de este deberá apegarse a las normas vehiculares de conducción enfocadas a este tipo de vehículos.
- Para un óptimo rendimiento de los sistemas se recomienda que el triciclo transite por superficies llanas de no más de 8° de inclinación.
- Cada uno de los sistemas deberá someterse a un chequeo preventivo cada trimestre para corroborar el desempeño y el estado de cada uno y así poder alargar la vida útil del triciclo.
- Los sistemas mecánicos ya establecidos a lo largo de su vida útil pueden presentar mejoras en su diseño, ya sean estos; calidad del material, prestaciones y dimensiones de los mismos

## BIBLIOGRAFÍA

- Escalona, P. (2009). Parámetros de Normalidad en Fuerzas. *Revista Chilena de Pediatría* , 435-443.
- ETRASA. (2009). Manual Motocicleta Permisos A+A1+A2. En ETRASA, *Manual Motocicleta Permisos A+A1+A2* (págs. 68,69,70). Madrid: Editorial Trafico Vial, S.A.
- Foale, T. (2002). *Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño de chasis : el arte y la ciencia*. España: Cycle World Magazine.
- Martín, J. C. (1997). *Mecánica del automóvil actual*. Bogotá: REBERTÉ S.A.
- Mott, R. I. (2006). Diseño de elementos de maquinas. En R. I. Mott, *Diseño de elementos de maquinas* (págs. 185-186). México, D.F.: Pearson Educación.
- ETRASA. (2009). Manual Motocicleta Permisos A+A1+A2. En ETRASA, *Manual Motocicleta Permisos A+A1+A2* (págs. 68,69,70). Madrid: Editorial Trafico Vial, S.A.

## LINKOGRAFÍA

- 2245:2000, N. I. (15 de 02 de 2000). *ACCESIBILIDAD DE LAS PERSONAS AL MEDIO FISICO. EDIFICIOS. RAMPAS FIJAS.* (Recuperado el 01 de 07 de 2015), de NTE INEN 2245:2000: <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.2245.2000.pdf>
- Abril, P. V. (2010). *wikispaces.* (Recuperado el 07 de 03 de 2015), de wikispaces: <http://vhabril.wikispaces.com/file/view/M%C3%A9todos+de+la+Investigaci%C3%B3n+Abril+PhD.pdf>
- Acurio Recalde, M. A. (17 de 07 de 2013). (Recuperado el 07 de 03 de 2014), de Biblioteca UTPL: [http://dspace.utpl.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/8020/1/Acurio\\_Recalde\\_Monica\\_Anabelly.pdf](http://dspace.utpl.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/8020/1/Acurio_Recalde_Monica_Anabelly.pdf)
- ahmsa. (2015). *Manual de Diseño para la Construcción con Acero.* (Recuperado el 14 de 08 de 2015), de [www.ahmsa.com](http://www.ahmsa.com): [http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual\\_Construccion\\_2013/Capitulo\\_1.pdf](http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_1.pdf)
- AirFlex. (2015). *Cañerías de Cobre.* (Recuperado el 20 de 07 de 2015), de AirFlex comercial e industrial: [http://www.airflex.cl/TUBO\\_DE\\_COBRE\\_RECOCIDO\\_TUBO\\_DE\\_POLIETILENO\\_EN\\_PULGADAS\\_TUBO\\_DE\\_POLIETILENO\\_EN\\_MM.htm](http://www.airflex.cl/TUBO_DE_COBRE_RECOCIDO_TUBO_DE_POLIETILENO_EN_PULGADAS_TUBO_DE_POLIETILENO_EN_MM.htm)
- ALIBABA. (1995). *BARRA DE DIRECCION.* (Recuperado el 07 de 12 de 2015), de ALIBABA.COM GLOBAL TRADE STARTS HERE: <http://spanish.alibaba.com/products-img/la-motocicleta-de-la-barra-de-direcci-n-de-compl-ybr125-para-yamaha-362286116.html>
- Allen, W. H. (2010). *Suspension Tradicional.* (Recuperado el 24 de 07 de 2015), de Excelencias Magazine: <http://www.revistasexcelencias.com/it/excelencias-del-motor/volkswagen-golf-gti-cabrio/historia/suzuki-ax-100>
- Área de Ingeniería Mecánica. (2014). *Embragues y Frenos.* (Recuperado el 13 de 08 de 2015), de Área de Ingeniería Mecánica: [http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-de-maquinas/material-de-estudio/frenosembragues\\_transparencias.pdf](http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-de-maquinas/material-de-estudio/frenosembragues_transparencias.pdf)

- Asprón, J. G. (2003). *Area de motocicletas*. (Recuperado el 05 de 07 de 2015), de motos@cesvimap.com:  
<http://www.appcesvimap.com/revista/revista44/pdfs/Motocicletas.pdf>
- Chacon, J. P. (06 de 11 de 2007). *Mangueras de freno*. (Recuperado el 02 de 07 de 2015), de Mundo Motorizado.com:  
<http://www.mundomotorizado.com/foros/viewtopic.php?t=27682>
- Circula Seguro. (2015). *Los frenos en las motos*. (Recuperado el 17 de 07 de 2015), de Circula Seguro: <http://www.circulaseguro.com/los-frenos-en-las-motos-2-discos/>
- Consultoris Vitae Salud. (2012). *Tratamiento del dolor*. (Recuperado el 12 de 08 de 2015), de Consultoris Vitae Salud: <http://vitaedolor.com/obesidad/>
- Definicion.de. (15 de 05 de 2008). *RAMPA*. (Recuperado el 18 de 07 de 2015), de Definicion.de: <http://definicion.de/rampa/>
- DIPAC. (2015). *CATALOGO DE ACERO*. (Recuperado el 28 de 07 de 2015), de DIPAC PRODUCTOS DE ACERO: <https://es.scribd.com/doc/35443893/catalogo-acero-dipac>
- electricBricks. (26 de Marzo de 2011). *electricBricks*. (Recuperado el 30 de Junio de 2015), de electricBricks: <http://blog.electricbricks.com/2011/03/triciclos/>
- Endura. (2015). *SISTEMA OXIGAS*. (Recuperado el 24 de 07 de 2015), de SLIDESHARE: <http://es.slideshare.net/MARACO46/manual-soldadura>
- Global Healthcare. (09 de 05 de 2010). *MASS Mobility Assistance*. (Recuperado el 16 de 07 de 2015), de Global Healthcare: <http://globalhealthcare.net/catalogos/catalogo-2/files/assets/downloads/publication.pdf>
- GreenPacks.org. (15 de Junio de 2008). *Aptera-Typ-1*. (Recuperado el 30 de Junio de 2015), de GREEN PACKS: <http://www.greenpacks.org/2008/06/15/aptera-typ-1-concept-car-does-300mpg/>
- GRIJALBA, J. L. (12 de 03 de 2009). *TECNICO EN MECANICA DE MOTOS*. (Recuperado el 25 de 02 de 2014), de TECNICO EN MECANICA DE MOTOS: <http://leogrijalba.blogspot.com/2009/03/tren-delantero.html>

- HOMOLOGACION, I. (01 de 05 de 2013). *HOMOLOGAR NEUMATICO*. (Recuperado el 17 de 07 de 2015), de ITV HOMOLOGACION: <http://www.itvhomologacion.com/homologar-neumaticos>
- I.U.T.A, JESÚS FERRER. (2010). *I.U.T.A*. (Recuperado el 07 de 03 de 2014), de I.U.T.A: <http://metodologia02.blogspot.com/p/tecnicas-de-la-investigacion.html>
- Impovar. (2015). *Cañerías de Cobre*. (Recuperado el 10 de 08 de 2015), de Impovar: <http://www.impovar.cl/prod-tuboscobre.html>
- INGEMECANICA. (26 de 07 de 2015). *Frenos de disco en los automoviles*. (Recuperado el 19 de 07 de 2015), de INGEMECANICA: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn74.html>
- Inversiones Roca. (2015). *Suministro de mangueras hidraulicas*. (Recuperado el 14 de 08 de 2015), de Inversiones Roca: [http://inversionesroca.com.sv/?page\\_id=2](http://inversionesroca.com.sv/?page_id=2)
- Kaz Technologies. (13 de 08 de 2015). *Springs & Thrust Bearings*. (Recuperado el 13 de 08 de 2015), de Kaz Technologies: <http://www.kaztechnologies.com/fsae/springs/>
- Kine Estetic. (2015). (Recuperado el 15 de 08 de 2015), de Kine Estetic: <http://www.kine-estetic.com/catalogue/dinamometros-58/dinamometro-de-mano-hidraulico-jamar-o-baseline-775.html>
- Magazine, Body Auto. (09 de 07 de 2015). *Sistema de Direccion de una Motocicleta*. (Recuperado el 31 de 07 de 2015), de Body Auto Magazine: [http://www.autobodymagazine.com.mx/abm\\_previo/2014/10/sistema-de-direccion-de-una-motocicleta4/](http://www.autobodymagazine.com.mx/abm_previo/2014/10/sistema-de-direccion-de-una-motocicleta4/)
- marcsergio. (30 de 06 de 2015). *Suspensión*. (Recuperado el 03 de 07 de 2015), de suspensión11marcsergio: <https://sites.google.com/site/suspension11marcsergio/3-9-el-amortiguador>
- Marlong. (26 de 06 de 2009). *Yamaha Xt600 E Parts Catalogue Spanish*. (Recuperado el 27 de 07 de 2015), de SlideShares: <http://es.slideshare.net/marlong90/yamaha-xt600-e-parts-catalogue-spanish>

- Martinez, M. (2015). *Teorema de Pitagoras*. (Recuperado el 12 de 08 de 2015), de uncomo.com: <http://educacion.uncomo.com/articulo/encontrar-la-altura-de-un-triangulo-rectangulo-usando-el-teorema-de-pitagoras-448.html>
- Masandik. (19 de 02 de 2015). *VoZE Lüfke vehiculo electrico*. (Recuperado el 28 de 06 de 2015), de HubHomeDesign: <http://hubhomedesign.com/desarrollo-chasis-para-un-veh-culo-el-ctrico>
- MEDINA, R., SALAS , M., & LUCO , R. (2005). *ANÁLISIS DE ESTRUCTURAS NAVALES MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS*. (Recuperado el 08 de 07 de 2015), de REVISTAS ELECTRONICAS UACH: [http://mingaonline.uach.cl/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0718-025X2005000100004&lng=es&nrm=iso&tlng=es](http://mingaonline.uach.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-025X2005000100004&lng=es&nrm=iso&tlng=es)
- meganeboy, D. (2014). *Cursos de Mecánica*. (Recuperado el 02 de 07 de 2015), de Aficionados a la Mecánica: <http://www.aficionadosalamecanica.com/cursos-de-mecanica-2/>
- Metalmecanica Julio Azcarategui. (2015). *ejes de transmisión*. (Recuperado el 16 de 08 de 2015), de Metalmecanica Julio Azcarategui: [http://www.metalmecanicajar.cl/productos\\_servicios.html](http://www.metalmecanicajar.cl/productos_servicios.html)
- Mieres, R. Y. (27 de 05 de 2014). *Metodologia de Diseño Industrial de Sillas de Ruedas Modulares*. (Recuperado el 14 de 07 de 2015), de Slideshare: <http://es.slideshare.net/rociyuste/diseo-industrial-de-sillas-de-ruedas-modulares-rocio-yustepresentacion>
- MiguelXR33. (31 de Agosto de 2013). *Ace cycle Car, réplica del Morgan de 3 ruedas*. (Recuperado el 30 de Junio de 2015), de www.voromv.com: [http://www.voromv.com/2013\\_08\\_01\\_archive.html](http://www.voromv.com/2013_08_01_archive.html)
- MINISTERIO DE VIVIENDA, C. Y. (13 de 05 de 2009). *NORMA A.120*. (Recuperado el 12 de 07 de 2015), de ACCESIBILIDAD PARA PERSONAS CON DISCAPACIDAD Y DE LAS PERSONAS ADULTAS:
- <http://www.ampeperu.gob.pe/documentos/NormasTecnicasAprobadasComisionPermaneteRNR/A.%20120%20ACCESIBILIDAD%20PARA%20PERSONAS%20CON%20DISCAPACIDAD.pdf>.

- MOTORCICLO. (2002). *HORQUILLA*. (Recuperado el 16 de 07 de 2015), de [www.motobancadalaser.com](http://motobancadalaser.com/-que-es-la-horquilla-de-la-moto-.html): <http://motobancadalaser.com/-que-es-la-horquilla-de-la-moto-.html>
- MotosvanBlog. (2015). *Horquilla y Basculante*. (Recuperado el 11 de 07 de 2015), de MotosvanBlog: <https://motosvanblog.wordpress.com/tag/pipa-direccion/>
- Mundorampas.com. (13 de 07 de 2015). *RAMPAS*. (Recuperado el 13 de 07 de 2015), de [Mundorampas.com](http://www.mundorampas.com/calcular-rampas.html): <http://www.mundorampas.com/calcular-rampas.html>
- Navarrete, D. G. (18 de 02 de 2011). *Honda Shadow VT750S*. (Recuperado el 16 de 07 de 2015), de SoyMotero.net: <http://www.soymotero.net/foto?a=5797&i=16409>
- Online, © Mx Store. (2015). *Preparaciones de suspensiones*. (Recuperado el 09 de 07 de 2015), de [www.MX-STORE-ONLINE.com](http://www.mx-store-online.com/suspensiones/): <http://www.mx-store-online.com/suspensiones/>
- ortocomercio.com. (01 de 07 de 2014). *Rampas*. (Recuperado el 13 de 07 de 2015), de [ortocomercio.com](http://www.ortocomercio.com/eliminacion-de-barreras/rampas.html): <http://www.ortocomercio.com/eliminacion-de-barreras/rampas.html>
- Pachar Jimenez, G. J. (06 de 11 de 2012). *Diseño y cálculo de la carrocería de un vehículo monoplace para personas con paraplejía*. (Recuperado el 17 de 07 de 2015), de Tesis de Pre Grado: [dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/3211/1/UPS-CT002508.pdf](http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/3211/1/UPS-CT002508.pdf)
- Pinturas Condor. (2015). *Pinturas Condor*. (Recuperado el 05 de 08 de 2015), de Pinturas Condor: <http://www.pinturascondor.com/files/download/atiox.pdf>
- pr.kalipedia.es. (27 de 07 de 2010). *Transferencia de peso*. (Recuperado el 25 de 07 de 2015), de Eficiencia Energetica: <http://eficiencia-e.blogspot.com/2010/07/eco-conduccion-ii-claves-para-una.html>
- S.L., Ortopediaencasa. (2012). *Rampa*. (Recuperado el 14 de 07 de 2015), de Ortopediaencasa: <http://ortopediaencasa.com/categoria/movilidad-/rampas-y-subescaleras/322/1>

- S.R.L, Centro Capemi. (2015). *Chevrolet 350*. (Recuperado el 31 de 07 de 2015), de Centro Capemi- autopartes de suspension: [http://centrocapemi.com/suspension/catalog/product\\_info.php/chevrolet-diesel-barra-direccion-mando-corta/pintarelli/pin51050-p-6730?cPath=43\\_4531\\_4921](http://centrocapemi.com/suspension/catalog/product_info.php/chevrolet-diesel-barra-direccion-mando-corta/pintarelli/pin51050-p-6730?cPath=43_4531_4921)
- Sanchez, H. (22 de 08 de 2014). *Dietas Sanas*. (Recuperado el 15 de 08 de 2015), de Dietas: <http://dietasgenreales.blogspot.com/>
- SENADIS. (12 de 07 de 2008). *Desarrollo de la Normativa Nacional de Accesibilidad en temas de Urbanistica y Arquitectura*. (Recuperado el 22 de 07 de 2015), de ACCESO: <http://www.senadis.gob.pa/wp-content/uploads/documentos/manual-de-acceso.pdf>
- SpeedZilla Message Boards. (18 de 12 de 2012). *Rigidez de muelles*. (Recuperado el 13 de 08 de 2015), de SpeedZilla Message Boards: <http://www.speedzilla.com/forums/honda-rc51/70886-ohlins-rear-shock-spring-rate-me.html>
- Taringa. (2015). *Suspension Monoshock*. (Recuperado el 27 de 07 de 2015), de Taringa: <http://www.taringa.net/posts/hazlo-tu-mismo/15437948/Megapost-Motoqueros-Super-Gu-a-de-Fallas-Arreglala-vos.html>
- Torre, D. (2015). *Suzuki Ax 100*. (Recuperado el 28 de 07 de 2015), de La casa del motociclista: [http://domingotorre.com/index.php?route=product/product&product\\_id=351](http://domingotorre.com/index.php?route=product/product&product_id=351)
- Tourer, R. P. (17 de Agosto de 2012). *Technic*. (Recuperado el 30 de 06 de 2015), de Technic: <http://www.eurobricks.com/forum/index.php?showtopic=73199>
- VERSWYVEL, S. (2008). *Silla de Ruedas Standar*. (Recuperado el 11 de 07 de 2015), de UNA CIUDAD PARA TODOS: <http://www.silladeruedasengestion.org/sccs/manual.php?id=2>
- VOROMV. (12 de 03 de 2012). *Liquido de frenos*. (Recuperado el 05 de 07 de 2015), de www.VOROMV.com: <http://www.voromv.com/2012/03/liquido-de-frenos-caracteristicas.html>
- WAKU. (25 de 01 de 2005). *Rampas de carga & ayudas de acceso de aluminio para sillas de ruedas*. (Recuperado el 15 de 07 de 2015), de WAKU Escaleras S.L.:

[https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos\\_y\\_documentos/4476/REHA.pdf](https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/4476/REHA.pdf)

- Wikipedia®. (26 de 06 de 2015). *Sistema de direccion*. (Recuperado el 15 de 07 de 2015), de Wikipedia: <https://es.wikipedia.org/wiki/Manillar>
- [www.metalactual.com](http://www.metalactual.com). (2015). *Soldadura GMAW MIG/MAG*. (Recuperado el 05 de 08 de 2015), de [www.metalactual.com](http://www.metalactual.com): [http://www.metalactual.com/revista/10/procesos\\_soldadura.pdf](http://www.metalactual.com/revista/10/procesos_soldadura.pdf)

# ANEXOS

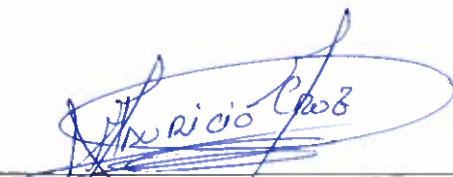


**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor o señorita:  
**OSCAR STALIN VEGA MOREIRA**

En la ciudad de Latacunga, a los **20 días del mes de agosto del 2015.**

  
\_\_\_\_\_  
Ing. Mauricio Cruz  
**DIRECTOR DEL PROYECTO**

**Aprobado por:**

  
\_\_\_\_\_  
Ing. Danilo Zambrano  
**DIRECTOR DE CARRERA**



  
\_\_\_\_\_  
Dr. Freddy Jaramillo Checa  
**SECRETARIO ACADÉMICO**