



*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTO DE  
COMPETICIÓN: ALTERNATIVA PRO-LINK*

**DOCUMENTO 3: MEMORIA**

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO  
NOMBRE: JOSÉ RAMÓN  
APELLIDOS: OLAIZOLA GAZTELUMENDI

Fdo.:

FECHA: 20/06/2014

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA  
NOMBRE: MIKEL  
APELLIDOS: ABASOLO BILBAO  
DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

Fdo.:

FECHA: 20/06/2014



# Índice

	<b>Página</b>
3.1 Descripción del problema .....	21
3.2 MotoStudent. Especificaciones técnicas.....	23
3.3 Definición de términos básicos .....	26
3.3.1 Definiciones.....	26
3.3.2 Abreviaturas .....	27
3.4 Estudio Dinámico de una Motocicleta.....	30
3.4.1 Introducción.....	30
3.4.1.1 Manejabilidad.....	30
3.4.1.2 Adherencia o agarre a la carretera .....	30
3.4.1.3 Estabilidad .....	31
3.4.1.4 Movimientos de la motocicleta.....	31
3.4.1.5 Función del chasis .....	32
3.4.1.6 Suspensión delantera .....	33
3.4.1.7 Suspensión trasera.....	34
3.4.1.7.1 Descripción y finalidad de la suspensión trasera.....	34
3.4.1.7.2 Evolución de los sistemas de suspensión. ....	36
3.4.1.7.3 Basculante.....	42
3.4.2 Consideraciones Generales .....	45
3.4.2.1 Geometría básica de una motocicleta.....	45
3.4.2.2 Avance.....	46
3.4.2.2.1 Efecto direccional .....	48
3.4.2.2.2 Tacto en línea recta .....	49
3.4.2.3 Lanzamiento .....	49
3.4.2.3.1 Reducción del efecto provocado por el lanzamiento .....	50
3.4.2.3.2 Avance negativo .....	51
3.4.2.3.3 Caída de la pipa de dirección .....	51

3.4.2.3.4	Descentramiento del eje de la rueda .....	52
3.4.2.3.5	Resumen .....	53
3.4.2.4	Distancia entre ejes .....	54
3.4.2.4.1	Ángulo de giro requerido .....	54
3.4.2.4.2	Ángulo de la rueda trasera .....	55
3.4.2.4.3	Efectos de inercia .....	56
3.4.2.5	Rigidez del chasis .....	56
3.4.2.6	Peso y su posición .....	58
3.4.2.6.1	Equilibrio .....	58
3.4.2.6.2	Transferencia de carga .....	59
3.4.2.6.3	Tracción .....	59
3.4.2.6.3.1	Ángulo de inclinación .....	59
3.4.2.7	Movimientos angulares .....	61
3.4.2.7.1	Cabeceo .....	61
3.4.2.7.2	Guiñada .....	61
3.4.2.7.3	Inclinación .....	61
3.4.3	Partes de una motocicleta .....	62
3.4.3.1	El chasis .....	62
3.4.3.1.1	Función del chasis .....	63
3.4.3.1.2	Tipos de chasis .....	63
3.4.3.2	La suspensión .....	66
3.4.3.2.1	Muelles .....	66
3.4.3.2.2	Amortiguador .....	67
3.4.3.2.3	Masa suspendida y masa no suspendida .....	69
3.4.3.2.4	Relación entre masa suspendida y no suspendida .....	70
3.4.3.2.5	Los neumáticos .....	71
3.4.3.2.6	Frecuencia de la suspensión .....	72
3.4.3.2.7	Altura de marcha y precarga .....	74
3.4.3.2.8	Distancia entre ejes .....	77

3.4.3.2.9	Resumen .....	78
3.4.3.3	La suspensión delantera.....	79
3.4.3.3.1	Horquillas con pipa de dirección .....	80
3.4.3.3.2	Otros tipos de suspensión .....	84
3.4.3.4	La suspensión trasera.....	86
3.4.3.4.1	Constante efectiva del muelle.....	88
3.4.3.4.2	Sistema de bieletas .....	88
3.4.3.4.2.1	UniTrack.....	91
3.4.3.4.2.2	Pro-Link.....	93
3.4.3.4.2.3	Full Floater .....	94
3.4.3.5	Rigidez Reducida o equivalente de la suspensión.....	96
3.4.3.5.1	Ratio del Movimiento o Relación de Velocidades .....	96
3.4.3.5.2	Relación de Velocidades en sistemas de bieletas .....	98
3.4.3.5.3	Rigidez reducida de la suspensión .....	98
3.4.3.5.4	Rigidez reducida del sistema Pro-Link.....	102
3.5	Rigidez Reducida y Relación de Velocidades .....	104
3.5.1	Sistema de suspensión tradicional .....	107
3.5.1.1	Equilibrio de Fuerzas .....	107
3.5.1.2	Estudio de velocidades .....	108
3.5.1.3	Expresión matemática de la Relación de Velocidades .....	109
3.5.1.4	Verificación computacional .....	111
3.5.1.5	Conclusiones .....	119
3.5.2	Sistema de suspensión Pro-Link .....	120
3.5.2.1	Relación de Velocidades mediante equilibrio de fuerzas.....	120
3.5.2.2	Relación de Velocidades mediante velocidades.....	123
3.5.2.3	Verificación Computacional .....	129
3.6	Cargas sobre la suspensión .....	132
3.6.1	Centro de Gravedad.....	132
3.6.2	Posición de equilibrio .....	135

3.6.3	Carga máxima sobre la rueda trasera .....	136
3.6.4	Carga máxima sobre el amortiguador .....	138
3.7	Cálculo de las dimensiones del mecanismo .....	139
3.7.1	Condiciones para el dimensionamiento .....	139
3.7.2	Obtención de datos .....	140
3.7.3	Resultados .....	143
3.8	Regulación de la suspensión .....	145
3.8.1	Bieleta .....	145
3.8.2	Altura del amortiguador .....	147
3.8.3	Basculante.....	150
3.9	Reacciones en las Conexiones y configuración desechada .....	152
3.10	Introducción al Método de Elementos Finitos (MEF) .....	160
3.11	Balancín.....	171
3.11.1	Rótulas .....	172
3.11.2	Rodamiento .....	175
3.11.3	Estudio del Balancín por MEF .....	180
3.11.3.1	Material y mallado.....	181
3.11.3.2	Cargas. ....	182
3.11.3.3	Análisis y comparativas .....	184
3.11.3.3.1	Una carga y dos restricciones.....	184
3.11.3.3.2	Dos cargas y una restricción total.....	186
3.11.3.3.3	Dos cargas, una restricción Pin y otra puntual .....	188
3.11.3.3.4	Inertia Relief .....	189
3.11.4	Diseño definitivo .....	190
3.11.5	Análisis estático No Lineal.....	194
3.11.6	Anillo de retención de sección constante .....	200
3.12	Bieleta.....	202
3.12.1	Cabeza de articulación .....	203
3.12.2	Cabeza de horquilla .....	206

3.12.2.1 Carga sobre orificios del bulón .....	207
3.12.2.2 Carga aplicada en la rosca .....	209
3.12.3 Tirante regulador .....	211
3.12.3.1 Carga en la rosca hembra .....	211
3.12.3.2 Carga en la rosca macho.....	213
3.12.3.3 Inertia Relief.....	214
3.12.4 Longitud mínima roscada .....	215
3.12.5 Contratuercas .....	222
3.13 Conjunto final.....	223
3.13.1 Unión Bieleta-Balancín .....	223
3.13.2 Unión Bieleta-Amortiguador .....	224
3.14 Prediseño del basculante .....	225
3.14.1 Rigidez del basculante .....	225
3.14.1.1 Suspensión lateral .....	225
3.14.1.2 Rigidez Torsional .....	228
3.14.1.3 Rigidez longitudinal y a flexión.....	229
3.14.1.4 Valores admisibles para las rigideces.....	230
3.14.1.5 Consideraciones adicionales .....	231
3.14.1.5.1 Forma y estructura.....	231
3.14.1.5.2 Material.....	232
3.14.1.5.3 Resistencia .....	233
3.14.2 Propuesta de basculante.....	234
3.14.2.1 Restricciones y cargas para análisis MEF .....	235
3.14.2.2 Rigidez lateral .....	237
3.14.2.3 Rigidez torsional .....	238
3.14.2.4 Rigidez longitudinal.....	239
3.14.2.5 Rigidez a flexión .....	240
3.14.3 Comparativa con basculante tubular .....	241
3.14.4 Análisis modal del basculante .....	245

3.15 Procesos de Fabricación .....	248
3.15.1 Procesos de soldadura.....	248
3.15.1.1 Introducción .....	248
3.15.1.2 Tipos de soldadura .....	249
3.15.1.2.1 Soldadura por arco .....	249
3.15.1.2.1.1 Soldadura manual con electrodo – SMAW .....	249
3.15.1.2.1.2 Soldadura Semiautomática con protección de Gas ..	250
3.15.1.2.1.3 Soldadura GTAW/TIG con Protección de Gas .....	251
3.15.1.2.1.4 Soldadura por Arco Sumergido.....	252
3.15.1.2.2 Otros tipos de soldadura.....	252
3.15.1.2.2.1 Soldadura con Hilos Tubulares (FCAW) .....	252
3.15.1.2.2.2 Soldadura de Aluminio por fricción (FSW) .....	253
3.15.1.2.2.3 Soldadura por Electroescoria (ESW) .....	254
3.15.1.2.2.4 Soldadura por Plasma (PAW) .....	255
3.15.1.3 Soldadura elegida: soldadura TIG .....	256
3.15.1.4 Influencia de la soldadura en la fatiga .....	256
3.15.2 Mecanizado por arranque de viruta.....	260
3.15.2.1 Torneado .....	262
3.15.2.2 Fresado.....	266
3.15.2.2.1 Operaciones básicas en fresado .....	266
3.15.2.2.2 Fresado periférico o cilíndrico.....	267
3.15.2.2.3 Fresado de careado o refrentado .....	267
3.15.2.2.4 Fresado frontal.....	268
3.15.3 Corte .....	268
3.15.3.1 Oxicorte .....	268
3.15.3.2 Corte por láser .....	270
3.15.3.3 Corte por plasma .....	271
3.15.3.4 Corte por chorro de agua.....	273
3.15.3.5 Conclusión.....	274

3.16 Planificación .....	275
3.16.1 Fase 1: Familiarización con el problema .....	275
3.16.2 Fase 2: Formulación matemática del problema.....	276
3.16.3 Fase 3: Pro-Link. Diseño cinemático.....	276
3.16.4 Fase 4: Pro-Link. Diseño Mecánico.....	277
3.16.5 Fase 5: Prediseño del basculante .....	277
3.16.6 Fase 6: Procesos de Fabricación .....	278
3.17 Valoraciones Generales y Líneas Futuras .....	279
3.17.1 Valoraciones Generales .....	279
3.17.2 Líneas Futuras .....	280

## Índice de Figuras

	<b>Página</b>
Figura 3.1. Logo oficial de la competición MotoStudent.....	21
Figura 3.2. Distancia libre al pavimento. ....	23
Figura 3.3. Características del amortiguador proporcionado por la organización. ....	24
Figura 3.4. Características de la llanta trasera proporcionado por la organización. .....	25
Figura 3.5. Descripción de movimientos angulares.....	32
Figura 3.6. Tipos de suspensiones delanteras.....	33
Figura 3.7. Tren trasero de una RG 500 de carreras con amortiguadores inclinados. .....	37
Figura 3.8. Sistema de bieletas de suspensión progresiva. ....	38
Figura 3.9. Sistema de bieletas de la KR500 con chasis 'monocasco' de Kawasaki .....	39
Figura 3.10. Sistema de bieletas de la Drysdale V8.....	40
Figura 3.11. Sistema de bieletas 'UniTrack' de Kawasaki del año 1985, instalado en una GPz750. ....	40
Figura 3.12. Sistema de bieletas la Yamaha RD500LC de 1984. ....	41
Figura 3.13. Sistema de bieletas en moto GP de competición.....	41
Figura 3.14. Sistema Plunger.....	42
Figura 3.15. Basculante Velocette. ....	43
Figura 3.16. Basculante con monoamortiguador.....	44
Figura 3.17. Geometría de la motocicleta. ....	45
Figura 3.18. Geometría de la motocicleta. ....	46
Figura 3.19. Auto centrado rueda delantera.....	47
Figura 3.20. Importancia avance delantero.....	48
Figura 3.21. Lanzamiento. ....	50
Figura 3.22. Brazo de palanca con diferentes lanzamientos.....	50
Figura 3.23. Valores de avance para diferentes lanzamientos. ....	51
Figura 3.24. Caída pipa dirección. ....	52
Figura 3.25. Descentramientos para diferentes ángulos de lanzamientos.....	53
Figura 3.26. Efectos geométricos.....	54

Figura 3.27. Ángulo de giro en curvas. ....	55
Figura 3.28. Relación ángulo rueda trasera-distancia entre ejes. ....	55
Figura 3.29. Flexión tren delantero. ....	56
Figura 3.30. Flexión tren delantero. ....	57
Figura 3.31. Desplazamiento de la motocicleta debido a torsión y flexión del chasis. .....	58
Figura 3.32. Par desestabilizador.....	59
Figura 3.33. Distintos ángulos de inclinación para diferentes alturas del CdG. ....	60
Figura 3.34. Distintos ángulos de inclinación para diferentes alturas del CdG. ....	60
Figura 3.35. Movimiento angular y lineal.....	62
Figura 3.36. Diferentes tipos de chasis. ....	64
Figura 3.37. Chasis de doble cuna.....	64
Figura 3.38. Chasis multitubular.....	65
Figura 3.39. Chasis multitubular de tubos rectos. ....	65
Figura 3.40. Chasis de tipo doble viga. ....	66
Figura 3.41. Curva característica de compresión de muelle lineal y progresivo....	67
Figura 3.42. Amortiguador mono-tubo con nitrógeno altamente presurizado por medio de un pistón flotante .....	68
Figura 3.43. Características de varios tipos de amortiguamiento.....	69
Figura 3.44. Respuesta de un sistema masa-muelle-amortiguador ante una oscilación forzada .....	73
Figura 3.45. Constante del muelle en función de la frecuencia natural.....	74
Figura 3.46. Distintas hipótesis de comportamiento de muelles. ....	75
Figura 3.47. Efecto de la precarga sobre el recorrido de los muelles. ....	76
Figura 3.48. Desplazamiento de ruedas delantera, trasera y del CdG en baches. .....	77
Figura 3.49. Horquilla tipo girder. ....	79
Figura 3.50. Flexión lateral de la suspensión delantera. ....	80
Figura 3.51. Hundimiento de las horquillas telescópicas. ....	82
Figura 3.52. Avance constante en la frenada.....	83
Figura 3.53. Avance negativo.....	83
Figura 3.54. Fuerza producida en un bache. ....	84
Figura 3.55. Sistema de rueda empujada. ....	85
Figura 3.56. Sistema de rueda tirada. ....	85

Figura 3.57. Diseño tradicional de una suspensión trasera. ....	86
Figura 3.58. Diseño “cantiléver” de brazo oscilante .....	87
Figura 3.59. Sistema de bieletas.....	88
Figura 3.60. Sistema de bieletas.....	89
Figura 3.61. Sistema de bieletas.....	90
Figura 3.62. Curvas de sistema lineal y progresivo.....	90
Figura 3.63. Configuraciones diferentes de sistemas de bieleta .....	91
Figura 3.64. Distintas configuraciones para el sistema UniTrack.....	91
Figura 3.65. Variaciones sobre la configuración central de la imagen 3.64 .....	92
Figura 3.66. Rigidez de la rueda frente a desplazamiento vertical de la misma ...	92
Figura 3.67. Distintas configuraciones para el sistema Pro-Link.....	93
Figura 3.68. Variaciones sobre la configuración de la izquierda de la imagen 3.67 .....	93
Figura 3.69. Rigidez de la rueda frente a desplazamiento vertical de la misma ...	94
Figura 3.70. Izquierda sistema UniTrack. Derecha sistema Full Floater .....	94
Figura 3.71. Izquierda sistema UniTrack. Derecha sistema Full Floater .....	95
Figura 3.72. Comparativa de relaciones de compresión .....	96
Figura 3.73. Relación entre desplazamientos de la suspensión y de la rueda.....	97
Figura 3.74. Relación de velocidades en sistema tradicional.....	97
Figura 3.75. Relación de velocidades del sistema UniTrack.....	98
Figura 3.76. Sistema clásico de suspensión y equivalente reducido .....	99
Figura 3.77. Distancias que definen la relación de velocidades.....	100
Figura 3.78. Curvas de progresividad .....	100
Figura 3.79. Variación de la progresividad con el ángulo de inclinación .....	101
Figura 3.80. Variación de la progresividad con la distancia al eje de la rueda ....	102
Figura 3.81. Distancias definidas para obtener la Relación de Velocidades.....	102
Figura 3.82. Sistema clásico de suspensión y equivalente reducido .....	104
Figura 3.83. Curvas de progresividad .....	105
Figura 3.84. Equilibrio de fuerzas en sistema tradicional .....	107
Figura 3.85. Velocidades en el sistema tradicional .....	108
Figura 3.86. Idealización del sistema de suspensión tradicional en Creo .....	111
Figura 3.87. Relación de Velocidades obtenida con Creo Parametrics .....	112
Figura 3.88. Curva de Rigidez Reducida obtenida con Creo Parametrics .....	112
Figura 3.89. Relación de Velocidades obtenido con Microsoft Excel .....	113

Figura 3.90. Rigidez Reducida obtenida con Microsoft Excel .....	113
Figura 3.91. Valores de Fuerza y desplazamiento vertical por ANSYS .....	114
Figura 3.92. Rigidez Reducida a partiendo de los datos de ANSYS.....	114
Figura 3.93. Análisis de Equilibrio de Fuerzas en Creo .....	115
Figura 3.94. Rigidez Reducida a partiendo de un análisis de Equilibrio de Fuerzas en Creo .....	115
Figura 3.95. Rigidez Reducida a partir de análisis cinemático en Creo .....	116
Figura 3.96. Comparación de Rigideces Reducidas .....	116
Figura 3.97. Comparación de Rigideces Reducidas en pequeños desplazamientos .....	117
Figura 3.98. Comparación de Rigideces Reducidas .....	118
Figura 3.99. Sistema Pro-Link.....	120
Figura 3.100. Sistema Pro-Link.....	121
Figura 3.101. Acciones sobre el balancín .....	122
Figura 3.102. Distancias definidas para obtener la Relación de Velocidades.....	123
Figura 3.103. Ángulos entre distintos elementos de la suspensión.....	124
Figura 3.104. Descomposición de la velocidad del punto C.....	124
Figura 3.105. Representación gráfica de la ecuación 3.26 .....	125
Figura 3.106. Representación de ángulos y distancias.....	126
Figura 3.107. Representación gráfica de la ecuación 3.30 .....	127
Figura 3.108. Representación de ángulos y distancias.....	128
Figura 3.109. Esquema sistema Pro-Link en Creo Parametric .....	129
Figura 3.110. Curva de la Rigidez Reducida a partir de velocidades.....	130
Figura 3.111. Curva de la Rigidez Reducida a partir de longitudes .....	130
Figura 3.112. Curva de la Rigidez Reducida a partir de velocidades.....	131
Figura 3.113. Caso estático de motocicleta sin piloto. ....	133
Figura 3.114. Caso estático de motocicleta con piloto. ....	134
Figura 3.115. Motocicleta en pendiente .....	136
Figura 3.116. Programación de mediciones en el análisis cinemático de la suspensión.....	141
Figura 3.117. Dimensionamiento del basculante. ....	141
Figura 3.118. Dimensionamiento del balancín. ....	142
Figura 3.119. Dimensionamiento de los puntos de anclaje al chasis .....	142
Figura 3.120. Características de la suspensión obtenida.....	143

Figura 3.121. Diagrama de fuerzas.....	144
Figura 3.122. Posición inicial del mecanismo con bieleta de 108mm. ....	145
Figura 3.123. Rigidez Reducida en función de la longitud de la bieleta.....	146
Figura 3.124. Altura del punto de amarre del amortiguador.....	147
Figura 3.125. Rigidez Reducida en función de la altura del punto de amarre del amortiguador al chasis. ....	148
Figura 3.126. Rigidez Reducida en función de las modificaciones sobre el basculante.....	150
Figura 3.127. Cuadro de diálogo para medir reacciones de conexión. ....	153
Figura 3.128. Diagrama de las reacciones a obtener. Situación inicial. (Vectores azules: reacciones en las conexiones. Vector morado: carga neta en el muelle) .....	153
Figura 3.129. Diagramas de las reacciones. (a) $F=800N$ . (b) $F=2.500N$ . (c) $F_e=2.250N$ .....	154
Figura 3.130. Acciones sobre el balancín .....	155
Figura 3.131. Valores de las distancias $L_2$ y $L_3$ . ....	156
Figura 3.132. Valores de los ángulos que forman las direcciones de las fuerzas con la horizontal.....	157
Figura 3.133. Dos configuraciones Pro-Link: (a) Configuración final adoptada como solución. (b) Configuración desechada. ....	158
Figura 3.134. Curva de Rigidez Reducida del mecanismo desechado.....	158
Figura 3.135. Sólido discretizado o mallado con elementos tetraedro.....	160
Figura 3.136. Distintos elementos para mallar el medio continuo.....	161
Figura 3.137. Elemento triángulo con función de interpolación lineal (primera fila), cuadrática (segunda fila) y cúbica (tercera fila).....	162
Figura 3.138. Ventana control de tamaño máximo de elemento de mallado: selección componente .....	163
Figura 3.139. Ventana control de tamaño máximo de elemento de mallado: selección superficies .....	163
Figura 3.140. Detalle de la diferencia de tamaños en el mallado y refinado. ....	164
Figura 3.141. Elementos de mallado por defecto del programa Creo Parametric .....	164
Figura 3.142. Cuadro de definición de análisis estático.....	165
Figura 3.143. Distribución de carga tipo "Bearing Load" .....	167

Figura 3.144. Simulación de fuerza que ejerce una superficie roscada.....	167
Figura 3.145. Cuadro de diálogo de restricción Pin. ....	168
Figura 3.146. Cuadro de diálogo de restricción de Desplazamiento.....	169
Figura 3.147. Parámetros con los que vienen definidos los materiales. ....	169
Figura 3.148. Dimensiones básicas del balancín.....	171
Figura 3.149. Rotulas esféricas.....	172
Figura 3.150. Rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturación.....	175
Figura 3.151. Diseño definitivo del Balancín.....	180
Figura 3.152. Reacciones de Conexión descompuestas según sistema de coordenadas propio del Balancín.....	183
Figura 3.153. Dirección de la reacción del resorte según sistema de referencia del Balancín.....	183
Figura 3.154. Carga Bearing en la unión Chasis-Balancín y restricción Pin en las otras dos.....	185
Figura 3.155. Carga Bearing en la unión Bieleta-Balancín y restricción Pin en las otras dos.....	185
Figura 3.156. Carga Bearing en la unión Muelle-Balancín y restricción Pin en las otras dos.....	186
Figura 3.157. Carga Bearing en la unión Basculante-Balancín y Bieleta-Balancín y restricción de todo movimiento en el tercero.....	186
Figura 3.158. Carga Bearing en la unión Muelle-Balancín y Bieleta-Balancín y restricción de todo movimiento en el tercero.....	187
Figura 3.159. Carga Bearing en la unión Muelle-Balancín y Basculante-Balancín y restricción de todo movimiento en el tercero.....	187
Figura 3.160. Carga Bearing en la unión Bieleta-Balancín y Basculante-Balancín y restricción Pin en el tercero, con un punto de restricción total adicional.....	188
Figura 3.161. Análisis realizado mediante la opción de Inertia Relief.....	189
Figura 3.162. Diseño definitivo del Balancín.....	190
Figura 3.163. Distribución de tensiones von Mises en el diseño definitivo del balancín.....	191
Figura 3.164. Concentración de tensiones en ranuras para anillos de seguridad.....	192
Figura 3.165. Grado de los polinomios de interpolación utilizados en el análisis.....	193

Figura 3.166. Análisis de desplazamientos .....	193
Figura 3.167. Modelo empleado en el análisis estático no-lineal. ....	194
Figura 3.168. Definición de la superficie de contacto.....	195
Figura 3.169. Restricciones geométricas impuestas.....	196
Figura 3.170. Definición del análisis estático no-lineal.....	197
Figura 3.171. Resultado de tensiones von Mises del análisis estático no-lineal .	198
Figura 3.172. Resultado de desplazamientos del análisis estático no-lineal.....	198
Figura 3.173. Resultado de presiones de contacto del análisis estático no-lineal. .....	199
Figura 3.174. Grado de las funciones de interpolación empleadas en el análisis estático no-lineal. ....	199
Figura 3.175. Rodamiento con anillo de retención.....	200
Figura 3.176. Configuración básica de la bieleta .....	202
Figura 3.177. Diseño definitivo de la bieleta. ....	202
Figura 3.178. Cabeza de articulación o rótula.....	203
Figura 3.179. Factor de temperatura $b_2$ para una superficie de contacto acero/compuesto bronce sinterizado .....	205
Figura 3.180. Cabeza de horquilla. ....	206
Figura 3.181. Cabeza de horquilla con las cargas y restricciones descritas. ....	207
Figura 3.182. Resultado del primer análisis sobre la horquilla.....	208
Figura 3.183. Análisis de desplazamientos y grado de los polinomios de interpolación utilizados.....	208
Figura 3.184. Cabeza de horquilla con las cargas y restricciones descritas. ....	209
Figura 3.185. Resultado del segundo análisis sobre la horquilla. ....	210
Figura 3.186. Resultados de desplazamientos y grado de los polinomios de interpolación utilizados en el segundo análisis.....	210
Figura 3.187. Diseño del tirante regulador. ....	211
Figura 3.188. Resultado del primer análisis sobre el tirante .....	212
Figura 3.189. Resultado del primer análisis para desplazamientos y grados de los polinomios de interpolación.....	212
Figura 3.190. Resultado del segundo análisis sobre el tirante.....	213
Figura 3.191. Resultado del segundo análisis para desplazamientos y grados de los polinomios de interpolación.....	214
Figura 3.192. Resultado del análisis por Inertia Relief sobre el tirante .....	215

Figura 3.193. Simbología y parámetros utilizados para el cálculo de la longitud de rosca. ....	216
Figura 3.194. Ensamble tornillo/tuerca.....	217
Figura 3.195. Ensamble tornillo/tuerca.....	219
Figura 3.196. Conjunto final de la suspensión. ....	223
Figura 3.197. Conjunto de suspensión Pro-Link. ....	224
Figura 3.198. Conjunto explosionado.....	224
Figura 3.199. Motocicleta tomando curva sobre bache.....	226
Figura 3.200. Perfil de moto inclinada.....	228
Figura 3.201. Movimiento vertical de la rueda junto con el basculante .....	229
Figura 3.202. Aplicación de cargas para el cálculo de rigideces.....	230
Figura 3.203. Basculante. ....	231
Figura 3.204. Diferentes motos de competición.....	232
Figura 3.205. Propuesta de basculante. ....	234
Figura 3.206. Medidas del basculante propuesto.....	234
Figura 3.207. Propiedades de masa del basculante propuesto. ....	235
Figura 3.208. Cargas introducidas en función del tipo de análisis. ....	236
Figura 3.209. Momento generado en el estudio de torsión. ....	237
Figura 3.210. Desplazamiento lateral del basculante.....	237
Figura 3.211. Basculante sometido a torsión. ....	238
Figura 3.212. Ángulo girado por basculante sometido a torsión. ....	239
Figura 3.213. Basculante sometido a tracción. ....	239
Figura 3.214. Basculante sometido a flexión. ....	240
Figura 3.215. Modelización de basculante tubular .....	241
Figura 3.216. Desplazamiento lateral del basculante.....	242
Figura 3.217. Basculante sometido a torsión. ....	242
Figura 3.218. Basculante sometido a tracción. ....	243
Figura 3.219. Basculante sometido a flexión. ....	243
Figura 3.220. Primer modo de vibración. Frecuencia 99,09Hz. Este primer modo de vibración coincide con la flexión lateral ya estudiada.....	246
Figura 3.221. Segundo modo de vibración. Frecuencia 173,11Hz. Este segundo modo de vibración coincide con la forma de la rigidez a flexión ya estudiada. ...	246

Figura 3.222. Tercer modo de vibración. Frecuencia 228,64Hz. Este tercer modo de vibración coincide con el movimiento estudiado en el caso de la rigidez torsional.	247
Figura 3.223. Cuarto modo de vibración. Frecuencia 292,82Hz.	247
Figura 3.224. Soldadura manual con electrodo.	249
Figura 3.225. Soldadura MIG/MAG.	250
Figura 3.226. Soldadura TIG.	251
Figura 3.227. Soldadura por arco sumergido.	252
Figura 3.228. Soldadura con hilo tubular.	253
Figura 3.229. Soldadura de aluminio por fricción.	254
Figura 3.230. Soldadura por Electroescoria.	255
Figura 3.231. Soldadura por Plasma.	255
Figura 3.232. Zonas de una unión soldada.	257
Figura 3.233. Clasificación de las uniones soldadas.	257
Figura 3.234. Modos de rotura por fatiga de las uniones a tope: (a) transversales, (b) longitudinales discontinuas y (c) longitudinales continuas.	258
Figura 3.235. Fallo en chasis tubular por fatiga en unión soldada.	259
Figura 3.236. Principales operaciones en torno.	262
Figura 3.237. Operación de torneado.	263
Figura 3.238. Diferentes tipos de brocas y operaciones de taladrado.	264
Figura 3.239. Operación de roscado exterior en torno (izq.) e interior en torno (dcha.).	265
Figura 3.240. Fresado periférico (izq.); de careado (centro); frontal (dcha.).	267
Figura 3.241. Marcas de avance.	267
Figura 3.242. Superficies obtenidas con fresado frontal.	268
Figura 3.243. Oxicorte robotizado.	269
Figura 3.244. Corte por láser.	270
Figura 3.245. Corte por plasma.	272
Figura 3.246. Corte por chorro de agua.	274
Figura 3.247. Diagrama de Gantt de la planificación del proyecto.	278
Figura 3.248. Basculante de una YAMAHA FZ8 FAZER.	281
Figura 3.249. Basculante triangulada simétrica (izda.) y triangulada inferior (dcha.).	281
Figura 3.250. Tensor de cadena.	282

Figura 3.251. Sistema UniTrack de suspensión (izda.) y Pro-Link (dcha.).....283

## Índice de Tablas

	<b>Página</b>
Tabla 3.1. Frecuencias y grado de confort.....	72
Tabla 3.2. Rigidez Reducida en función de la longitud de la bieleta .....	147
<b>Tabla 3.3.</b> Rigidez Reducida en función de la altura de amarre del amortiguador .....	149
Tabla 3.4. Rigidez Reducida en función de la altura de amarre del amortiguador .....	151
Tabla 3.5. Valores de las fuerzas actuantes sobre el sistema en Newtons. ....	155
Tabla 3.6. Valores de las fuerzas sobre las uniones en la solución desechada y su diferencia respecto de la solución adoptada (Fuerzas en Newtons).....	159
Tabla 3.7. Valores de C/P en función del tipo de rótula. ....	173
Tabla 3.8. Rótulas en función de su capacidad dinámica. ....	174
Tabla 3.9. Valores para el factor de seguridad en función del uso y tipo de rodamiento. ....	178
Tabla 3.10. Capacidades y características de rodamientos a bolas .....	178
Tabla 3.11. Medidas principales del rodamiento 6301-2RSL.....	179
Tabla 3.12. Composición química del Aluminio 5083.....	181
Tabla 3.13. Valores mínimos de características mecánicas del Aluminio 5083. .	181
Tabla 3.14. Tabla de características de los anillos de retención de sección constante de la casa SMALLEY. ....	201
Tabla 3.15. Capacidades y características de cabezas de articulación .....	204
Tabla 3.16. Factores para tipo de carga. ....	205
Tabla 3. 17. Dimensiones de la cabeza de rótula según cotas de la tabla 3.15..	206
Tabla 3.18. Dimensiones de rosca calidad normal 6H6g según Norma DIN13 ..	221
Tabla 3.19. Características geométricas de las tuercas planas DIN 936. ....	222
Tabla 3.20. Valores mínimos de características mecánicas del Aluminio 5083. .	233

## DOCUMENTO 3: Memoria

### 3.1 Descripción del problema

El objetivo general que se pretende alcanzar con la realización de este proyecto, consiste en el diseño del sistema de suspensión trasera regulable y el prediseño de un basculante para una motocicleta de competición de 250cc y 4 tiempos, englobado dentro de la competición MotoStudent promovida por la Fundación Moto Engineering Foundation.



**Figura 3.1.** Logo oficial de la competición MotoStudent.

Más concretamente se pretende diseñar un sistema de suspensión con un buen comportamiento dinámico que facilite el manejo de la moto, regulable para que se pueda adaptar a las características de los diferentes circuitos y a la forma de conducción de los pilotos, y el prediseño de un basculante con una buena relación rigidez - peso.

Para ello se estudiarán las distintas alternativas de suspensión trasera existentes en la actualidad en el mercado y pasadas a lo largo de la historia de la motocicleta, analizando y valorando cada una de ellas, y comparándolas entre sí. Esto supone un intenso proceso de información, investigación y recopilación de información de diversas fuentes, que permitan obtener el conocimiento suficiente para poder realizar un estudio exhaustivo acerca de las características que debe cumplir una suspensión de una moto de competición y aplicarlas a la suspensión a desarrollar.

En nuestro caso, el software mayormente empleado será el PTC Creo Parametric 2.0, tanto para realizar los estudios cinemáticos, dinámicos e implementar la

geometría ideada 3D, así como para efectuar los análisis por elementos finitos de las diferentes piezas diseñadas.

En el caso del basculante, una vez seleccionado el pre-diseño del mismo, se procederá a realizar un estudio más detallado mediante elementos finitos del comportamiento del mismo ante diferentes situaciones de carga para estudiar su rigidez y comprobar si cumple los parámetros especificados.

Por último, reseñar que este proyecto se ha llevado a cabo en estrecha colaboración de Andoni Jurado Pinto (alternativa Full-Floater) y Leire Espinaco Díaz (alternativa UniTrack) bajo la dirección del profesor Mikel Abasolo Bilbao, asignándonos a cada uno de nosotros el estudio en profundidad de cada una de las alternativas de suspensión, y la ayuda del profesor Igor Fernández de Bustos, de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao y responsable del equipo de MotoStudent de la misma.

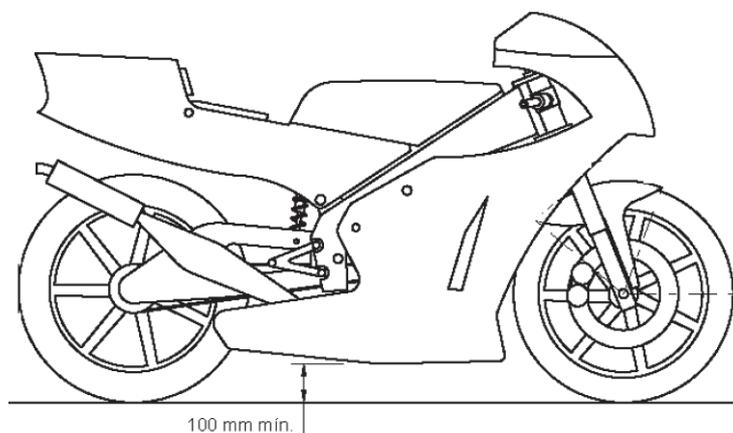
### 3.2 MotoStudent. Especificaciones técnicas.

La competición MotoStudent es un desafío universitario que consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de moto de competición con motor de pequeña cilindrada 250cc y 4T, que competirá previa evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevaran a cabo en las instalaciones de MotorLand Aragón.

MotoStudent permite a los equipos la máxima flexibilidad para diseñar, con muy pocas restricciones en la “toma de decisión” del diseño general de la moto, por lo que los vehículos o proyectos que participan en la competición deberán cumplir con un mínimo de requerimientos de seguridad y dimensiones en las áreas designadas.

Los condicionantes que podemos extraer de las bases de la competición que nos puedan afectar en cuanto a diseño de la suspensión trasera y basculante son:

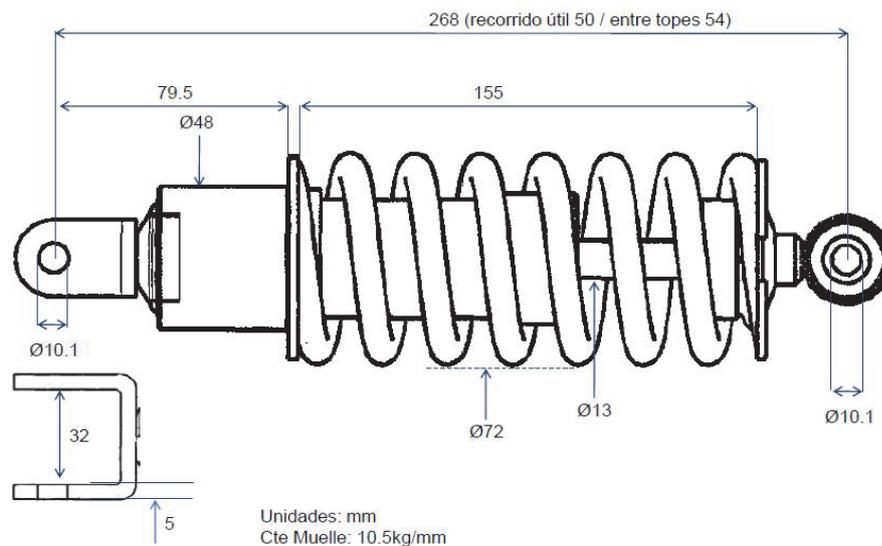
- La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100mm en cualquier situación de compresión de suspensiones o reglajes de geometrías.



**Figura 3.2.** Distancia libre al pavimento.

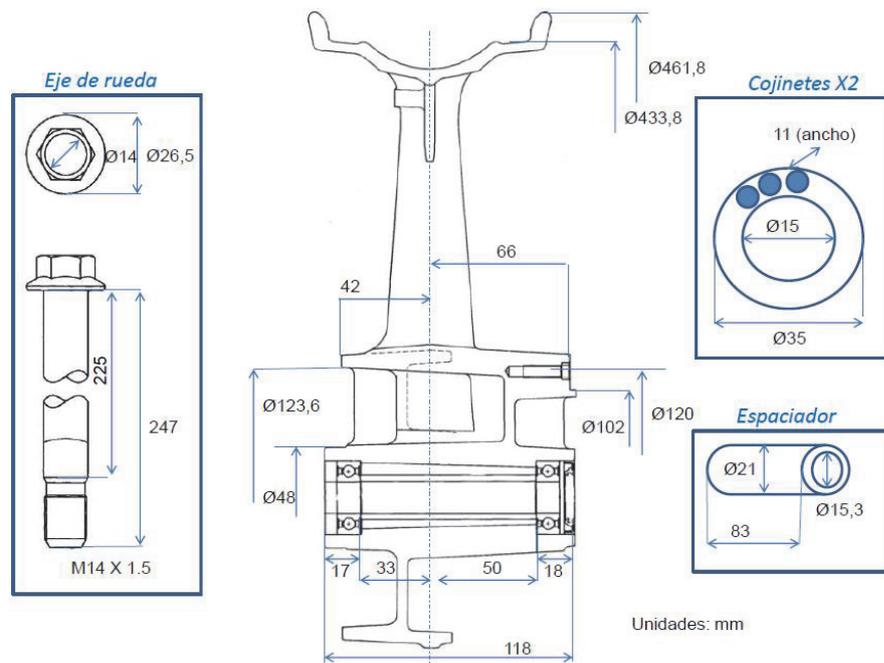
- Los neumáticos deberán tener una distancia mínima de 15mm a cualquier elemento de la motocicleta en toda posición de la misma y reglaje de geometría.
- El peso mínimo total de la motocicleta sin piloto será de 95 Kg.
- Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y/o controles electrónicos de cualquier aspecto de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura.

- Los reglajes de suspensión y sistemas de los amortiguadores de dirección sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos/hidráulicos.
- Los sistemas de suspensión serán convencionales de tipo mecánico. Los muelles deberán estar hechos de aleaciones de acero.
- Es obligatorio el uso del amortiguador posterior suministrado por la organización.



**Figura 3.3.** Características del amortiguador proporcionado por la organización.

- El amortiguador posterior suministrado por la organización puede ser modificado, pero no sustituido.
- El muelle de suspensión suministrado por la organización puede ser reemplazado.
- Es obligatorio el uso de las llantas suministradas por la organización. Las medidas de la llanta trasera son: Yamaha 3,75"x17"
- Sólo los neumáticos procedentes del Suministrador Oficial en el año vigente se pueden usar en MotoStudent. MEF entregará un juego de slicks de seco a cada equipo en el kit inicial.



**Figura 3.4.** Características de la llanta trasera proporcionado por la organización.

Aparte de los condicionantes impuestos por la organización, tenemos los siguientes requisitos a cumplir, demandados por parte del responsable del equipo de MotoStudent:

- La suspensión tiene que soportar una carga máxima de 2.500N sin que el muelle llegue a comprimirse del todo, permitiéndonos de esta manera un margen de seguridad.
- Longitud del basculante: 525mm. Inclinación  $15^\circ$ .
- En posición de equilibrio, cuando el piloto está montado sobre la moto y en parada, la Rigidez Reducida del sistema tiene que ser de 20N/mm
- Por supuesto, la suspensión tiene que ser progresiva

Además de estos condicionantes, tenemos los siguientes datos para poder resolver los problemas que se nos plantearán:

- La distancia entre los ejes de las ruedas es de 1.250mm.
- La suma de las masas de la moto junto con la del piloto es de 160kg.
- La potencia máxima que nos proporciona el motor es de 36CV, que se da a una velocidad de 11,11m/s

### 3.3 Definición de términos básicos

Las definiciones y abreviaturas que siguen a continuación han sido utilizadas a lo largo del siguiente documento para la mejor comprensión de los desarrollos llevados a cabo y fórmulas matemáticas aplicadas.

#### 3.3.1 Definiciones

Además de ciertas definiciones y conceptos relativos a la dinámica de la motocicleta que ya viene definidas en los diferentes capítulos del presente documento, se hace referencia a los siguientes conceptos:

- **Centro de Gravedad.** El centro de gravedad es el punto de aplicación de la resultante de todas las fuerzas de gravedad que actúan sobre las distintas porciones materiales de un cuerpo, de tal forma que el momento respecto a cualquier punto de esta resultante aplicada en el centro de gravedad es el mismo que el producido por los pesos de todas las masas materiales que constituyen dicho cuerpo.
- **Fuerza:** Es todo agente capaz de modificar la cantidad de movimiento o la forma de los materiales.
- **Límite Elástico.** El límite elástico, también denominado límite de elasticidad, es la tensión máxima que un material elastoplástico puede soportar sin sufrir deformaciones permanentes. Si se aplican tensiones superiores a este límite, el material experimenta un comportamiento plástico, deformaciones permanentes y no recupera espontáneamente su forma original al retirar las cargas.
- **Masa.** La masa es una medida de la cantidad de materia que posee un cuerpo.
- **Método de Elementos Finitos (MEF).** El método de los elementos finitos es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.
- **Métrica.** La rosca métrica está basada en el Sistema Internacional y es una de las roscas más utilizadas en la unión desmontable de piezas mecánicas.

- **Módulo Elástico o Módulo de Young.** Se denomina módulo de elasticidad o módulo de Young a la razón entre el incremento de esfuerzo aplicado a un material y el cambio correspondiente a la deformación unitaria que experimenta el mismo.
- **Potencia.** Cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo. Capacidad que poseen ciertas máquinas para realizar un trabajo en una unidad de tiempo.
- **Rigidez.** La rigidez es la capacidad de un elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones y/o desplazamientos.
- **Tensión.** Se denomina tensión a la magnitud física que representa la fuerza por unidad de área en el entorno de un punto material sobre una superficie real o imaginaria de un medio continuo.
- **Tensión de von Mises.** La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

### 3.3.2 Abreviaturas

$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \vartheta$  : Ángulos formados entre dos barras o con una determinada dirección (grados, °, radianes, rad)

$\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}, \dot{\delta}, \dot{\varepsilon}, \dot{\vartheta}$  : Variación de los ángulos respectivos respecto del tiempo.  
Velocidad angular (radián por segundo, rad/s)

$\delta$  : Desplazamiento (Milímetros, mm)

$\tau$  : Relación de velocidades (adimensional)

$a$  : Aceleración (Metros por segundo al cuadrado, m/s<sup>2</sup>)

$d$  : Diámetro. (Milímetros, mm)

$f$  : Frecuencia (Hercios, Hz)

$k$  : Rigidez o constante elástica de un resorte (kilogramo por milímetro, kg/mm, Newton por milímetro, N/mm)

$k_f$  : Rigidez a flexión. (Kilonewton por milímetro, kN/mm)

$k_{lon}$  : Rigidez longitudinal. (Kilonewton por milímetro, kN/mm)

$k_{lat}$  : Rigidez lateral. (Kilonewton por milímetro, kN/mm)

$k_r$  : Rigidez reducida de la suspensión. (Kilogramo por milímetro, kg/mm, Newton por milímetro, N/mm)

$k_{tor}$  : Rigidez torsional. (Kilonewton metro por grado, kNm/°)

$m$  : Masa (Kilogramo, kg)

$y_c$  : Desplazamiento vertical de la rueda (Milímetros, mm)

$\dot{y}_c$  : Variación respecto del tiempo del desplazamiento vertical de la rueda. Velocidad. (Milímetros por segundo, mm/s)

$CdG$  : Centro de gravedad. Posición. (Milímetros, mm)

$D$  : Diámetro. (Milímetros, mm)

$E$  : Módulo de Young. (Gigapascal, GPa)

$F$  : Fuerza. Fuerza ejercida sobre la rueda. (Newton, N)

$F_e$  : Fuerza elástica que ejerce el resorte. (Newton, N)

$L$  : Longitud, distancia (milímetros, mm)

$\dot{L}$  : Variación respecto del tiempo de una distancia o longitud. Velocidad. (Milímetros por segundo, mm/s)

$M$  : Momento generado por una fuerza. (Newton milímetro, Nmm)

$MR$  : Motion Ratio o Relación de Velocidades (adimensional)

$R$  : Reacción. Fuerza. (Newton, N)

$P$  : Peso. (Newton, N)

$V$  : Velocidad. (Metros por segundo, m/s)

En cuanto al cálculo y dimensionamiento de rótulas, cabezas de rótula y rodamientos, tenemos las siguientes abreviaturas:

$b_2$  : Factor de temperatura. (Adimensional)

$b_6$  : Factor para el tipo de carga. (Adimensional)

$s_0$  : Factor de seguridad estático. (Adimensional)

$C$  : Capacidad de carga dinámica. (Kilonewton, kN)

$C_0$  : Capacidad de carga estática. (Kilonewton, kN)

$F_a$  : Carga axial real del rodamiento. (Kilonewton, kN)

$F_r$  : Carga radial real del rodamiento. (Kilonewton, kN)

$P$  : Carga dinámica. (Kilonewton, kN)

$P_0$  : Carga estática equivalente. (Kilonewton, kN)

$P_{max}$  : Carga máxima admisible. (Kilonewton, kN)

## **3.4 Estudio Dinámico de una Motocicleta**

Como paso previo al estudio del problema principal que nos atañe en el presente documento, en este capítulo introductorio, se tratará de dar una perspectiva general de la dinámica de una motocicleta y de exponer las interrelaciones que existen entre las diferentes partes de la misma y de cómo variaciones sobre un subconjunto o mecanismo de la motocicleta, acarrearán cambios en su comportamiento dinámico, mejorando o empeorando su respuesta en la conducción.

### **3.4.1 Introducción**

Este capítulo servirá para dar una visión general de la física de una motocicleta así como una serie de definiciones y conceptos que serán útiles a la hora de poder entender el funcionamiento de los diferentes modelos. También se hará un pequeño recorrido histórico por los diferentes componentes de la motocicleta.

#### **3.4.1.1 Manejabilidad**

La manejabilidad indica la facilidad, el estilo y el tacto con que la motocicleta responde a nuestras acciones. Depende fundamentalmente de la geometría, la rigidez del chasis, el peso y su distribución, del tipo de neumáticos y su tamaño y del piloto, teniendo un gran efecto sobre la interacción global de las fuerzas dinámicas que controlan el movimiento de la motocicleta las respuestas de dicho piloto.

#### **3.4.1.2 Adherencia o agarre a la carretera**

La adherencia indica la aptitud de la motocicleta para mantenerse en contacto con el suelo a través de los neumáticos. Depende principalmente del tipo de neumáticos y su tamaño, de las características de la suspensión, del peso y su distribución y de la rigidez que existe entre ambas ruedas para que puedan mantener la relación correcta entre ellas, es decir, que el eje de dirección debe permanecer en el mismo plano que la rueda trasera, de forma que la geometría de dirección no se vea afectada por deformaciones del chasis.

### 3.4.1.3 Estabilidad

La estabilidad es:

- La aptitud para mantener la maniobra propuesta (por ejemplo, continuar en línea recta o trazar una curva) sin que exista una tendencia inherente a desviarse de la trayectoria elegida.
- La aptitud para volver a la maniobra propuesta cuando alguna fuerza externa produce alguna perturbación (por ejemplo un bache, viento lateral, etc.).

La manejabilidad, la adherencia y la estabilidad además de verse afectado cada uno de ellos por diversos parámetros, también están relacionados entre ellos.

### 3.4.1.4 Movimientos de la motocicleta

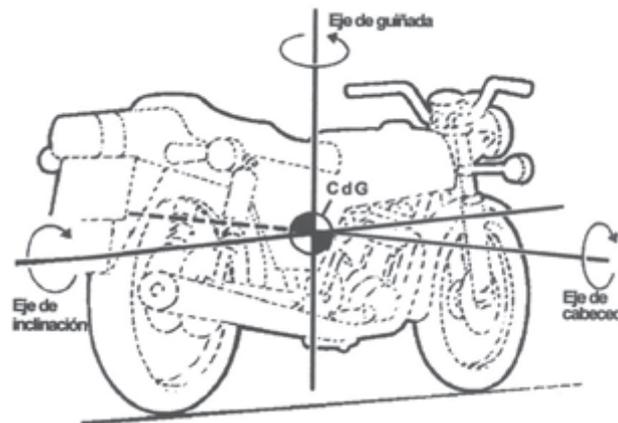
La motocicleta puede tener una serie de movimientos que se pueden clasificar de manera general en dos grandes grupos, que son, movimientos lineales y angulares.

A su vez los movimientos lineales se pueden clasificar en:

- Movimiento hacia delante, controlado por el motor y los frenos.
- Movimiento en dirección vertical, debido a las ondulaciones en la carretera y las subidas y bajadas.
- Movimiento lateral, debido al viento lateral.

Los movimientos angulares se pueden describir considerando el movimiento que tiene lugar alrededor de tres ejes que forman ángulos rectos entre ellos y son conocidos como:

- **Eje de inclinación:** horizontal y orientado a lo largo de la moto. Une las huellas de contacto de los neumáticos delantero y trasero.
- **Eje de cabeceo:** horizontal y atraviesa la moto de lado a lado.
- **Eje de guiñada:** eje vertical.



**Figura 3.5.** Descripción de movimientos angulares.

A continuación se describirá cada uno de los movimientos angulares alrededor de los ejes anteriormente definidos:

- **Movimiento de inclinación:** Ocurre cuando la motocicleta se tumba para tomar una curva.
- **Movimiento de cabeceo:** Movimiento que tiene lugar cuando se acelera o se frena la motocicleta y también se produce con las irregularidades de la carretera.
- **Movimiento de guiñada:** Tiene lugar alrededor de un eje vertical y ocurre cuando se gira la moto alrededor de una curva aunque también se genera debido a alguna perturbación lateral como por ejemplo el viento.

#### 3.4.1.5 Función del chasis

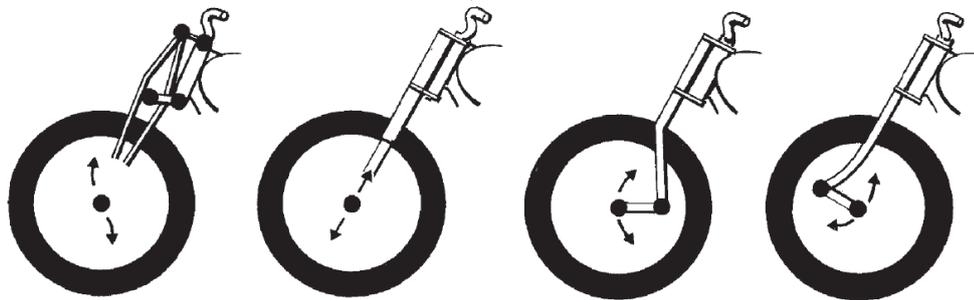
El chasis cumple fundamentalmente dos tipos de funciones:

**1.- Estática:** El chasis debe soportar el peso de la motocicleta y el del piloto o piloto y pasajero, el motor, la transmisión y los accesorios necesarios tales como los depósitos tanto de aceite como de gasolina, etc.

**2.- Dinámica:** El chasis y el resto de la motocicleta (suspensión y ruedas) deben proporcionar en conjunto una dirección precisa, una buena manejabilidad, un buen agarre y un buen confort.

### 3.4.1.6 Suspensión delantera

El primer sistema en incorporar algún tipo de suspensión fue el tren delantero. Desde que se comenzó a montar suspensiones en el tren delantero se utilizaron una gran variedad de sistemas, entre los que cabe destacar la horquilla tipo `girder`, la horquilla telescópica, de tipo `rueda empujada` (leading link) y tipo `rueda tirada` (trailing-link). En la figura 3.6 se puede observar un dibujo de los distintos tipos de suspensiones delanteras y la trayectoria que sigue el eje de la rueda a lo largo de su recorrido. De izquierda a derecha los sistemas de suspensión son: Girder, telescópica, rueda empujada y rueda tirada.



**Figura 3.6.** Tipos de suspensiones delanteras.

El primer tipo de suspensión en ser adoptado de forma generalizada fue la horquilla tipo `girder` tanto con muelles laterales como con muelle central situado delante de la pipa de dirección. Después de un largo tiempo en el que las horquillas `girder` fueron las reinantes, éstas dejaron paso a las horquillas telescópicas con amortiguación hidráulica y que actualmente sigue siendo usada de forma generalizada.

Comparando ambos tipos de horquillas, la horquilla telescópica no necesita mantenimiento ni necesita ser engrasada periódicamente, permite un recorrido mayor de la rueda, proporciona un avance casi constante en la mayoría de los casos (excepto en las ocasiones en que la moto se hunde de delante al frenar, entonces el avance se reduce) y tiene unas características de amortiguación superiores.

Muchas de las horquillas girder tenían sistemas de amortiguación por fricción, pero las características obtenidas eran contrarias a las deseadas debido a que la resistencia al inicio del movimiento era demasiado alta (rozamiento estático) y una

vez que comenzaba el movimiento de reducía considerablemente. Sin embargo, la amortiguación hidráulica es proporcional a la velocidad con que se mueve la suspensión y no tiene por qué proporcionar la misma resistencia en ambas direcciones, al contrario que sucede en la amortiguación por fricción.

En el caso de que el fabricante estuviese más interesando en la calidad que en tener un bajo coste o un aspecto más limpio, se emplea una suspensión de tipo `rueda empujada` (leading link) en lugar de la horquilla telescópica debido a sus defectos dinámicos y estructurales. La suspensión de tipo `rueda empujada` proporciona una mayor rigidez lateral y torsional, una menor masa no suspendida, un mejor amortiguamiento (mediante amortiguadores similares a los del tren trasero) y la posibilidad de usar una geometría de dirección que podía proporcionar un avance y una distancia de ejes constante, dependiendo de la inclinación de los brazos que sujetaban la rueda. Los fabricantes desistieron en este diseño debido a la dificultad de conseguir un modelo de suspensión lo suficientemente limpio.

### **3.4.1.7 Suspensión trasera**

#### **3.4.1.7.1 Descripción y finalidad de la suspensión trasera.**

La función primaria de la suspensión de la moto es aislar al piloto y al cuerpo principal de la máquina de los baches y oscilaciones de la carretera. Para mejorar el confort del piloto y para mejorar la fiabilidad y longevidad de la moto. Para hacer esto, y para mejorar el rendimiento en competición del conjunto motriz, es fundamental que las ruedas se mantengan en un contacto lo más estrecho posible con el suelo para conseguir un control y un agarre a la carretera máximo.

Las suspensiones disponen de dos sistemas, el resorte y el freno hidráulico. El primero suele ser un muelle helicoidal, aunque a veces se trabaja con ballestas, elastómeros o barras de torsión. Su función es absorber la energía que se produce durante el desplazamiento de la masa suspendida (ruedas y la parte de la suspensión fija a ellas), para devolverla a su posición inicial una vez que ha cesado la causa que produce el desplazamiento (baches, fuerza centrífuga en las curvas, inercia al acelerar o frenar....

El problema puede venir de las inercias de los resortes y del movimiento en el que liberan la energía ya que viene sucedido por oscilaciones de extensión y compresión.

Para evitar que las suspensiones vayan extendiéndose y comprimiéndose constantemente mientras la moto circula, se instala un freno a estos movimientos parásitos: es el sistema hidráulico.

Mientras el recorrido del muelle depende de la fuerza que se le aplique, el sistema hidráulico depende de la velocidad del desplazamiento. Un muelle se comprime más conforme aumenta la carga sobre él, un sistema hidráulico se endurece cuando aumenta la velocidad del desplazamiento. Esto es muy importante, porque separa la regulación de ambos sistemas dependiendo del problema. Si este está causado por la fuerza que provoca el movimiento (topes o falta de recorrido en la suspensión), es el muelle el factor a considerar. Si por el contrario es la velocidad de trabajo (oscilaciones, rebotes, movimientos parásitos, etc.) es el hidráulico el sistema a regular.

Una buena suspensión optimiza el rendimiento de la moto, haciendo que el flujo de potencia desde la planta motriz hasta la rueda y el asfalto sea con las menores pérdidas posibles. De nada sirve una motocicleta que tenga una gran potencia si la suspensión no garantiza el contacto de la rueda que haga efectiva esa potencia.

Resulta muy complejo diseñar un sistema de suspensiones en una motocicleta debido al vasto rango de demandas contradictorias provocadas por el diseño del vehículo y la necesidad de inclinarse para tomar las curvas. La baja relación entre la distancia entre ejes y la altura del CdG da lugar a una gran transferencia de carga al acelerar y al frenar. A la vez, la suspensión debe mantener su capacidad para absorber los baches de la carretera. Los requerimientos de confort y agarre se encuentran normalmente en conflicto.

### **3.4.1.7.2 Evolución de los sistemas de suspensión.**

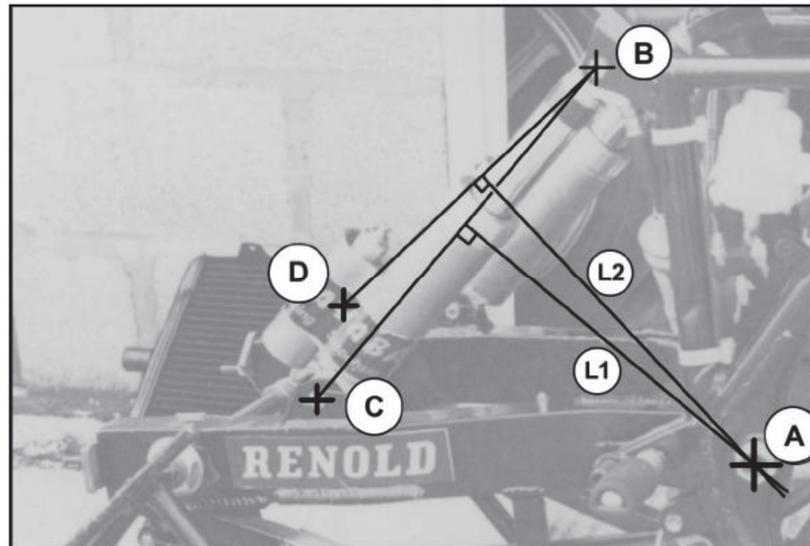
A lo largo de los años, se han ido desarrollando distintos sistemas de suspensiones de acuerdo a los requerimientos del tipo de motocicleta y de las características de pilotaje.

En los primeros años del interés por el diseño optimizado de suspensiones para motocicletas, se optaba por sistemas simples conectando directamente el amortiguador a puntos específicos estratégicos del basculante. A menudo era frecuente la necesidad de instalar dos amortiguadores (uno a cada lado del basculante) debido a la escasa rigidez torsional que presentaban los primeros diseños de basculantes. Para darle un plus de rendimiento a estos sistemas de suspensiones, se instalaban muelles de constante progresiva que se endurecían a medida que se comprimían.

La consecución de sistemas de suspensiones de constante progresiva se ha ido haciendo muy necesaria sobre todo en motocicletas de competición ya que se va endureciendo a medida que las sollicitaciones dinámicas van creciendo.

Así por ejemplo, cuando la motocicleta va en recta a velocidad máxima, las sollicitaciones serán propias de una suspensión menos rígida, que consiga que la rueda siga siempre el perfil del terreno. Cuando hay un paso por curva o una frenada potente, la carga que soporta es mucho mayor (se triplica en un paso por curva) y es justo en esos instantes donde el control de la moto se hace crucial, luego se hace necesaria las ventajas de una suspensión con una rigidez mayor. Si es el caso de la aceleración, la suspensión debe bajar un poco al principio para que se produzca la transferencia de masa deseada pero a su vez la transferencia de potencia debe ser máxima lo que requiere una suspensión de gran firmeza.

En sus inicios, para conseguir los efectos deseables de la suspensión progresiva, se instalaban los amortiguadores en lugares geoméricamente estratégicos que conseguían que el sistema evolucionase de la forma más parecida a lo que se estaba buscando. Como podemos observar en la siguiente figura:



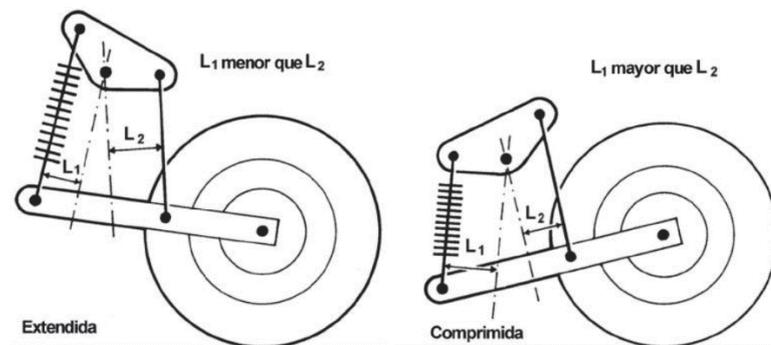
**Figura 3.7.** Tren trasero de una RG 500 de carreras con amortiguadores inclinados.

El punto 'A' es el anclaje del basculante, 'B' es anclaje superior del amortiguador. 'C' es el anclaje inferior del amortiguador cuando la suspensión está extendida y 'D' es el anclaje inferior del amortiguador cuando la suspensión está comprimida. L1 es el brazo de palanca con la suspensión extendida y L2 es el brazo de palanca con la suspensión comprimida. L2 es mayor que L1, por lo que la constante elástica efectiva será mayor cuando la suspensión esté comprimida. Si sacamos medidas a escala de la foto,  $L2:L1 = 1.05$ . La relación entre las dos constantes es igual al cuadrado de este valor, o en otras palabras, la constante con la suspensión comprimida es un 11% mayor. Esto se debe a razones puramente geométricas, a éstas se puede añadir cualquier efecto de progresividad que tengan los propios amortiguadores.

Más recientemente ha habido una tendencia hacia los sistemas de suspensión trasera por bieletas. Normalmente, consiste en obtener unas constantes de muelle y de amortiguamiento progresivas a través de medios geométricos. Si la progresividad es deseable, esta puede ser una buena forma de conseguirla porque tanto la relación del muelle como la del amortiguador varían a la vez. Para conseguir este efecto progresivo, es necesario que una bieleta o palanca se incline un ángulo grande para un determinado movimiento lineal, y para ello este brazo de palanca debe ser pequeño. Todos los sistemas de bieletas tienen esto en común. Suponiendo que todos producen unos cambios parecidos en la constante efectiva

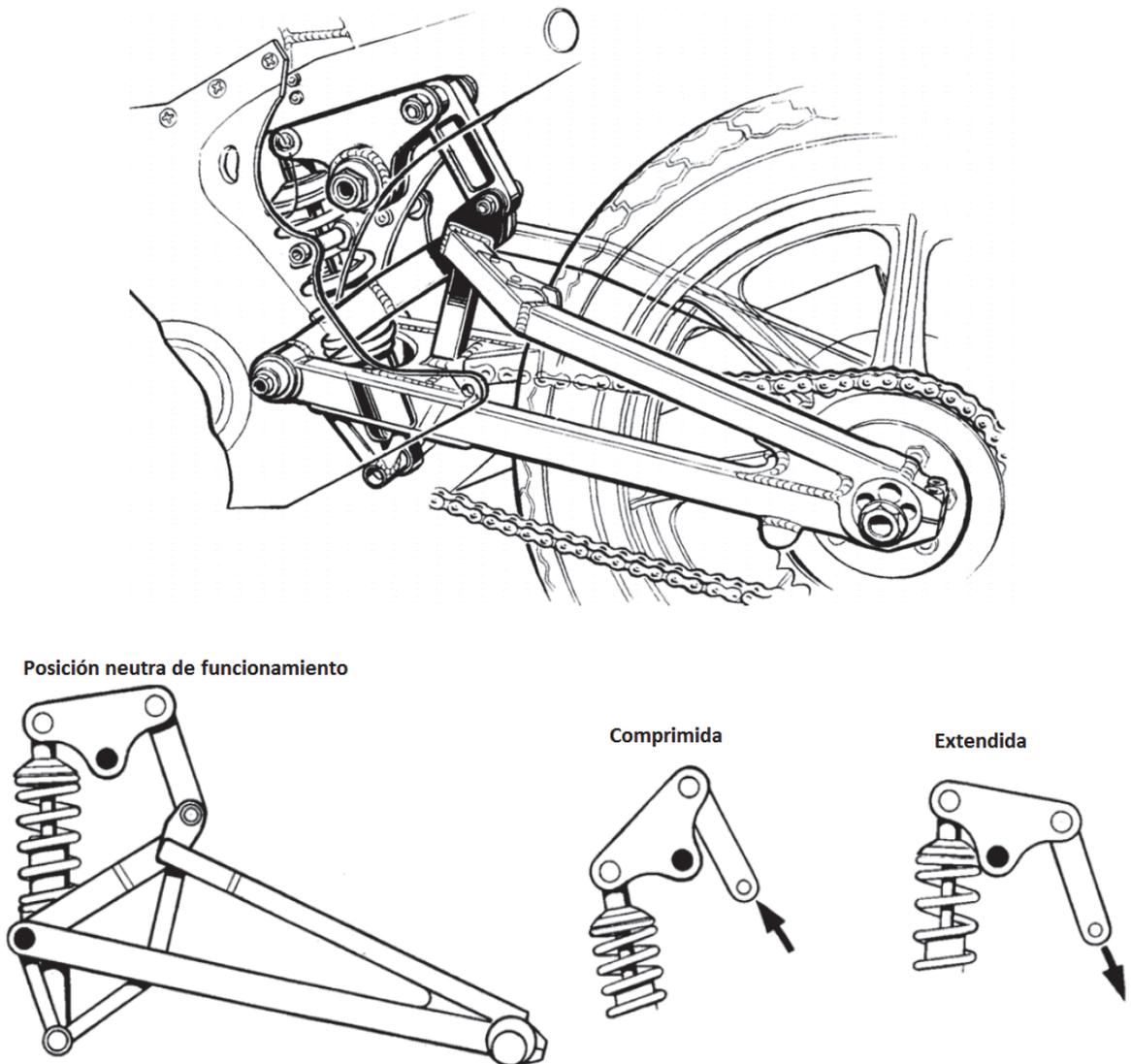
del muelle (medida en el eje de la rueda), y que su peso y su rigidez son similares, ninguno de estos diseños tiene una ventaja especial sobre los demás. Así, la elección de diseño quedará mejor determinada si nos basamos en consideraciones estructurales o de espacio. También resulta beneficioso que el sistema tenga el menor número posible de articulaciones.

Aparte de permitir utilizar un único amortiguador con un movimiento reducido, estos sistemas permitían un tremendo control geométrico de las propiedades de la constante del muelle. Se podía conseguir fácilmente progresividad, regresividad y combinaciones de ambas. La figura siguiente muestra cómo los brazos de palanca pueden cambiar drásticamente cuando una bieleta corta gira un ángulo relativamente grande, dando lugar a una gran progresividad de la constante.



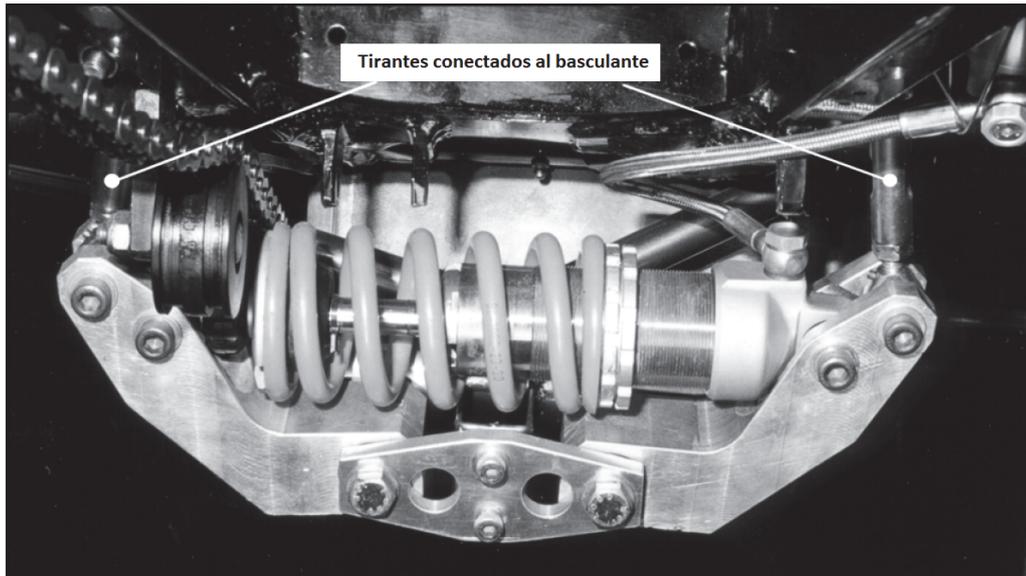
**Figura 3.8.** Sistema de bieletas de suspensión progresiva.

Kawasaki fue una de las primeras en utilizar un sistema de bieletas para carreras de velocidad. Aquí se muestra el de la KR500 con chasis 'monocasco'. El extremo inferior del amortiguador está anclado a la parte baja del basculante, si bien el movimiento mayoritariamente horizontal tiene algún efecto sobre las propiedades de variación de la constante, su principal ventaja estriba en que elimina la necesidad de estructuras adicionales en el chasis para sujetar el amortiguador.



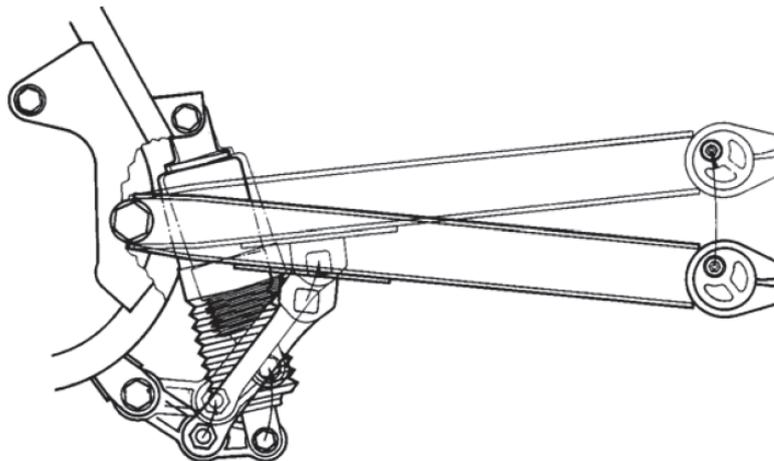
**Figura 3.9.** Sistema de bieletas de la KR500 con chasis 'monocasco' de Kawasaki

En la Drysdale V8, construida en Australia en 1999, el espacio estaba tan solicitado que el amortiguador se montaba transversalmente debajo del basculante. Viéndolo desde debajo, podemos apreciar los dos tirantes verticales que caen del basculante para accionar los dos balancines que están a cada lado del amortiguador, comprimiéndolo como si fuera un acordeón.



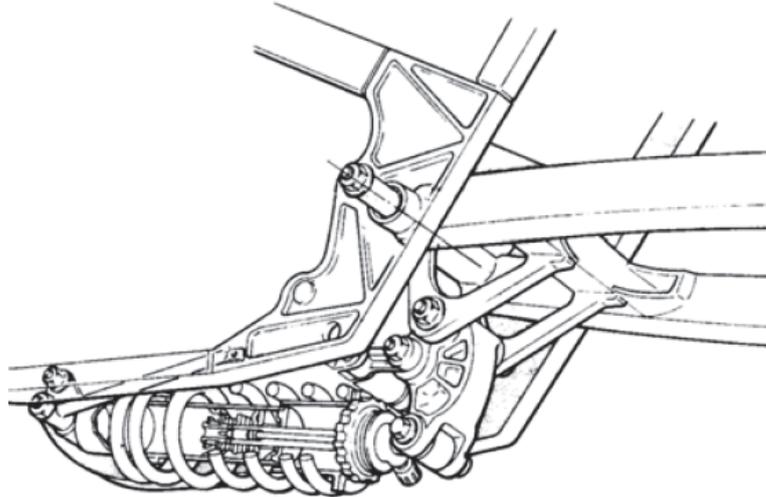
**Figura 3.10.** Sistema de bieletas de la Drysdale V8

El 'UniTrack' de Kawasaki del año 1985, instalado en una GPz750. El balancín es empujado hacia arriba por la bieleta que viene del basculante, conectada con un radio muy pequeño medido desde el anclaje del balancín. El amortiguador está conectado con un radio más grande y por lo tanto se mueve hacia arriba con una constante mayor. A pesar de que han pasado casi dos décadas desde que estos diseños empezaron a usarse, hoy en día existen muchos modelos que tienen un diseño muy similar. Por ejemplo la Suzuki GSX 600 del año 2000 tiene un diseño prácticamente idéntico.



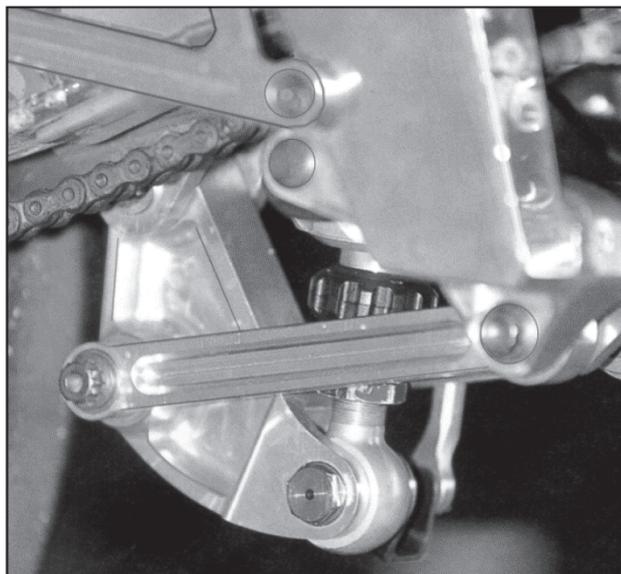
**Figura 3.11.** Sistema de bieletas 'UniTrack' de Kawasaki del año 1985, instalado en una GPz750.

La Yamaha RD500LC de 1984 (imagen 3.12) es interesante porque el basculante está conectado directamente al balancín sin ninguna bieleta intermedia, esto significa que el balancín debe estar conectado al chasis mediante una pequeña bieleta. Conforme el basculante se mueve hacia arriba, el extremo inferior del balancín se mueve hacia delante comprimiendo el amortiguador.



**Figura 3.12.** Sistema de bieletas la Yamaha RD500LC de 1984.

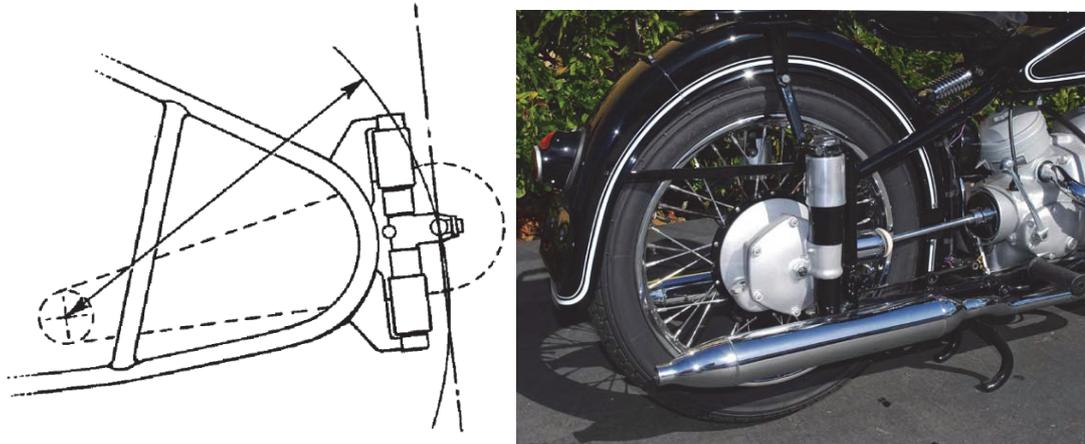
Incluso las modernas máquinas de GP utilizan diseños con bieletas y balancines que generalmente tienen sus orígenes en los primeros años 80. Este diseño ancla el balancín directamente al basculante, al igual que hacía la Yamaha RD500LC.



**Figura 3.13.** Sistema de bieletas en moto GP de competición.

### 3.4.1.7.3 Basculante

Debido al dominio de los chasis rígidos usados en competiciones, la suspensión trasera comenzó a usarse varias décadas más tarde que la suspensión delantera.



**Figura 3.14.** Sistema Plunger.

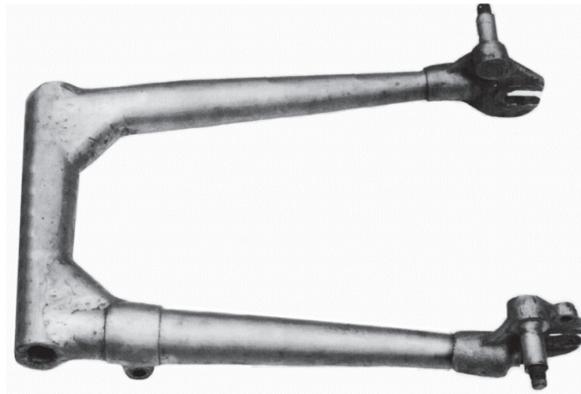
El sistema Plunger fue el primero que empezó a usarse ampliamente, debido en parte a que éste era el sistema que se podía adaptar de manera más fácil a un chasis rígido. Pero sus limitaciones quedaron patentes desde un primer momento porque, primero la incorporación de los muelles arruinaba los efectos de la triangulación de la parte trasera de la moto debido a que cada lado podía flexionar de manera independiente en el plano vertical, pudiendo incluso producir roturas por fatiga. Y en segundo lugar, la resistencia de la rueda a inclinarse dependía también de que el eje de la rueda estuviera sujeto de forma muy rígida al sistema. Pero el movimiento rectilíneo que seguía la rueda tensaba mucho la cadena en los extremos del recorrido, limitando el recorrido de la rueda, montándose la cadena con mucha holgura en su posición estática.

La mayoría de fabricantes consideraron que los chasis rígidos que producían eran adecuados para intentar montarles la suspensión trasera con basculante y pronto se reconoció que este tipo de suspensión era mejor que el sistema Plunger.

Algunos ejemplos de basculantes pueden ser el Vincent-HDR que construyó un basculante triangulado, consiguiendo un sistema muy rígido y resistente al construir un basculante muy ancho en la zona de pivotamiento y con ambos brazos triangulados. Además empleaban rodamientos de aguja precargados para eliminar el juego.

Moto Guzzi también optó por triangular sus basculantes al introducir la suspensión trasera, aunque más tarde cambiaron a un basculante plano fabricado soldando tubos de gran diámetro, afirmando que eran igual de rígido a torsión y más rígido lateralmente (ya que el primer basculante estaba triangulado sólo verticalmente).

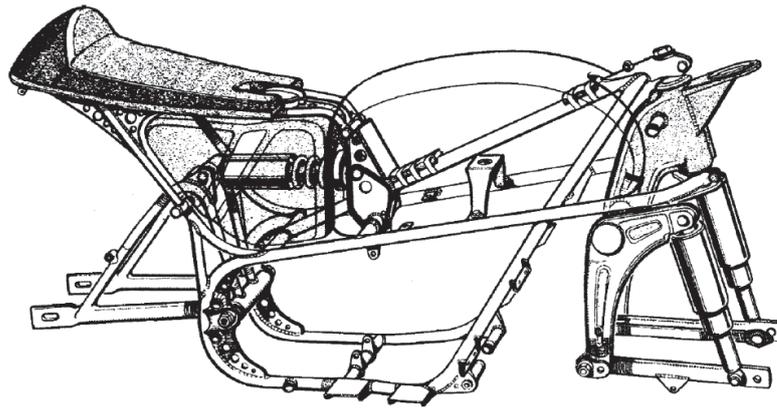
Otro basculante construido para proporcionar una amplia rigidez sin estar triangulado fue introducido por Velocette, figura 3.15. En este caso los brazos estaban formados por tubos de sección variable.



**Figura 3.15.** Basculante Velocette.

Al carecer muchos basculantes planos de una rigidez torsional adecuada se empezaron a montar parejas de amortiguadores ajustados para tratar de esta forma minimizar una de las causas de la torsión.

Han existido grandes permutaciones con los tipos de basculantes y los amortiguadores, por ejemplo un basculante por encima de su eje de giro se presta a montar un monoamortiguador actuado por el extremo superior del basculante.



**Figura 3.16.** Basculante con monoamortiguador.

El primer basculante de Moto Guzzi estaba triangulado por debajo del eje de giro para intentar conseguir un centro de gravedad bajo. Luego surgió una nueva manera de amortiguar la parte trasera, esta era a través de bieletas. En el primer diseño montaba un solo amortiguador que se situaba de manera vertical detrás de la caja de cambio y se anclaba al chasis por su extremo inferior. Luego este basculante se trianguló por encima del eje de giro y se conectó el vértice del basculante al balancín por medio de una bieleta corta y en este caso el amortiguador ya no estaba anclado a chasis sino al propio basculante, justo por detrás del eje de giro.

El propósito de ambos diseños era conseguir una resistencia que se fuera endureciendo progresivamente conforme subía la rueda (usando un muelle con una dureza constante) de forma que se pudiese conseguir un sistema de amortiguación sensible a los pequeños baches y que aumentara el control en los grandes.

En la actualidad es en esta parte trasera donde existen más variedad de diseños en las motocicletas, existiendo varios modelos incluso dentro de una misma marca. En definitiva, no hay un sistema de amortiguación trasero universal como ocurre en el caso de la suspensión delantera con las horquillas telescópicas.

### 3.4.2 Consideraciones Generales

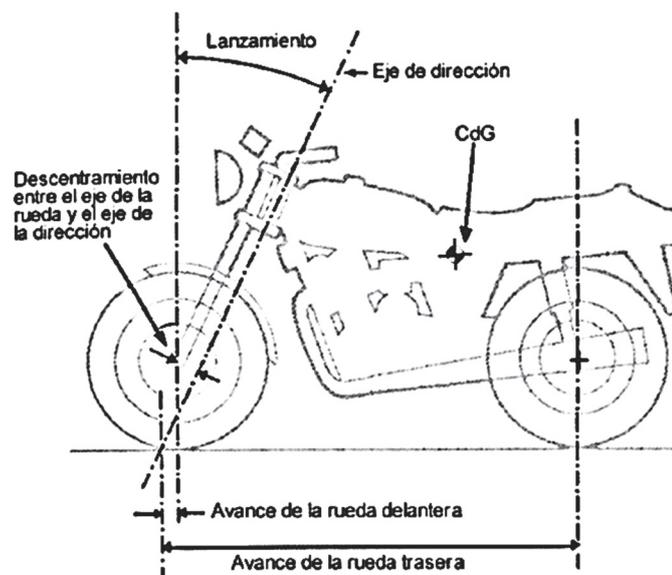
Este capítulo servirá para poder tener una visión general de la geometría de una motocicleta así como los aspectos básicos de su física y los diferentes comportamientos que tiene cuando alguno de esos aspectos varía.

#### 3.4.2.1 Geometría básica de una motocicleta

En las figuras 3.17 y 3.18 se ha dispuesto una motocicleta general para poder ver los principales parámetros de los que depende su geometría y más adelante se estudiará cómo influyen dichos parámetros en el comportamiento de la moto.

En estos dibujos se puede destacar:

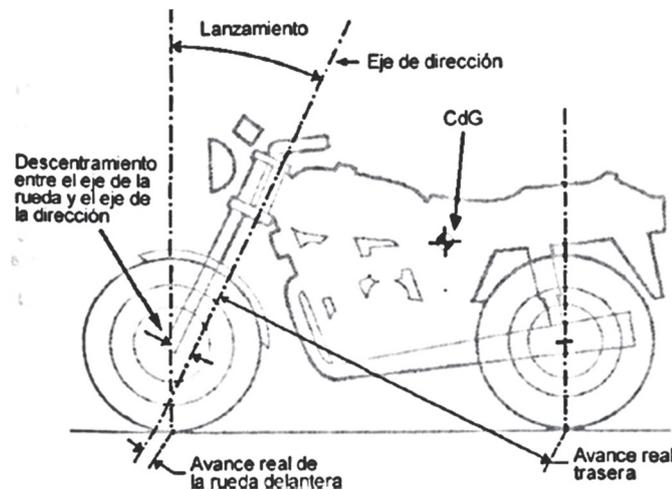
- El eje de dirección es la línea sobre la cual gira el sistema de dirección.
- El lanzamiento es la inclinación hacia atrás que tiene el eje de dirección.



**Figura 3.17.** Geometría de la motocicleta.

- El avance es la distancia que existe a nivel de suelo entre el centro de la huella de contacto del neumático y el punto en el que el eje de dirección intersecta con el suelo. A este avance se le conoce como avance de suelo, pero también existe otro avance que se conoce como avance real y se mide en ángulo recto con respecto al eje de dirección y se ve reducido con respecto al avance en el suelo al multiplicarse por el coseno del ángulo de lanzamiento (para un ángulo de lanzamiento típico es aproximadamente el 90% del avance en el suelo). Tanto la rueda trasera como la delantera tienen

sus propios valores de avance tanto de avance en el suelo como de avance real.

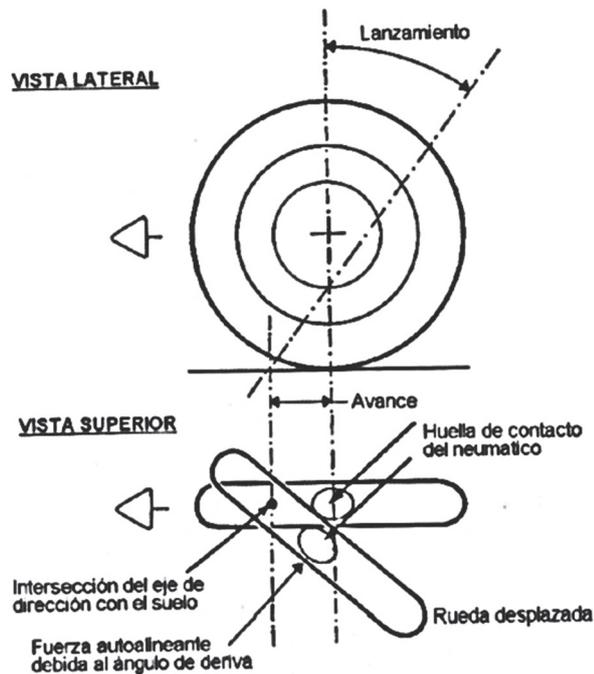


**Figura 3.18.** Geometría de la motocicleta.

### 3.4.2.2 Avance

El avance tiene una función principal que es proporcionar una cierta estabilidad direccional y además es de gran importancia en el inicio de la fase de inclinación de la motocicleta al negociar una curva.

El hecho de que tanto el neumático delantero como el trasero toque el suelo por detrás del punto donde el eje de dirección lo toca provoca un efecto de auto centrado en ambas ruedas. El avance positivo y la fuerza lateral debida al ángulo de deriva (ángulo que existe entre el plano del neumático y la dirección de la tangente a la curva) se combinan para producir un momento alrededor del eje de dirección que tiende a poner a la rueda recta otra vez, proporcionando un cierto grado de estabilidad.



**Figura 3.19.** Auto centrado rueda delantera.

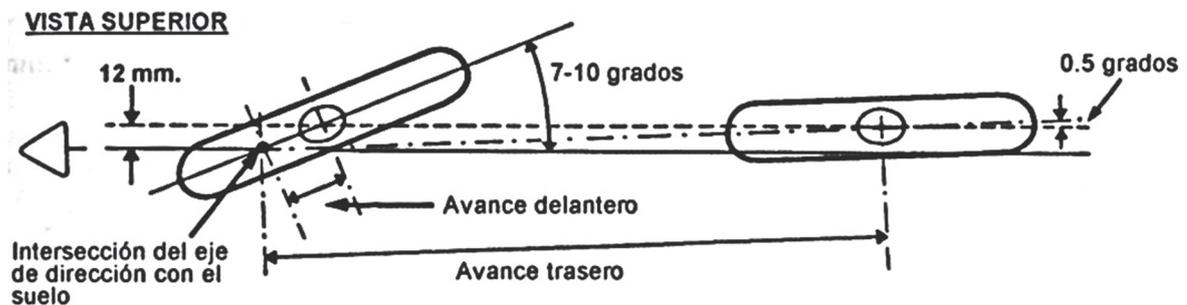
Como la huella de contacto queda por detrás del eje de dirección (avance positivo), esta fuerza actúa a través de un brazo de palanca que genera un momento corrector sobre la rueda girada, siendo este brazo igual al avance real y distinto al avance en el suelo. Por tanto el avance real es el más importante de los avances, sin embargo el avance en el suelo es el más especificado comúnmente.

Si la dirección se gira debido a alguna causa (por ejemplo el mal estado del firme, algún bache lateral, etc.), el avance positivo automáticamente contrarresta el giro proporcionando estabilidad direccional, siempre y cuando el efecto de inestabilidad no sea demasiado grande.

Si la huella de contacto estuviese por delante del eje de dirección (avance negativo), el momento generado reforzaría la perturbación original y la moto se volvería direccionalmente inestable.

Se observa que el avance positivo de la rueda delantera (50-100 mm) es mucho menor que el de la rueda trasera (1300-1500 mm) y debido a esto se puede pensar que el avance trasero es mucho más importante que el delantero siendo en la realidad al contrario. Ante un desplazamiento lateral de la huella de contacto del neumático, debido a que el ángulo de deriva de la rueda trasera es mucho menor que el de la rueda delantera para un determinado desplazamiento lateral, la fuerza

lateral que actúa en cada neumático será de la misma forma, es decir menor en la rueda trasera. Esta fuerza que se produce en la parte trasera tiene que actuar sobre gran parte de la moto y el piloto, que tienen una inercia mucho mayor, por lo que la respuesta es mucho menor que en el caso de la rueda delantera.



**Figura 3.20.** Importancia avance delantero

Resumiendo, se puede decir que aunque el avance de la rueda trasera sea grande, tiene un efecto autoalineante pequeño, esto queda compensado porque el efecto del desplazamiento de la rueda trasera en la estabilidad direccional también es pequeño.

Como se ha observado, el avance es un medio para incrementar la tendencia a auto alinearse de las ruedas pero a medida que se aumenta dicho avance (siempre en una misma cantidad) el beneficio obtenido será cada vez menor. El avance en una motocicleta no tiene un valor fijo en todo el recorrido de ésta y existen varios factores como por ejemplo el ángulo de inclinación, el ángulo de dirección y el radio del perfil del neumático, que hace que varíe durante la conducción.

Aunque el propósito principal del avance de la rueda delantera es proporcionar una cierta estabilidad direccional, se producen otros efectos secundarios como el efecto direccional y el tacto en línea recta, que serán explicados a continuación.

#### 3.4.2.2.1 Efecto direccional

Si se inclina la motocicleta parada hacia un lado y se gira el manillar, la pipa de dirección sube o baja, dependiendo de la posición de la dirección. El peso de la motocicleta (que actúa en la huella de contacto del neumático) produce un par alrededor del eje de dirección que tiende a girar la dirección hacia la posición en la que la pipa esté más baja (posición de mínima energía potencial).

Para un avance dado, éste ángulo de la dirección se ve afectado por el lanzamiento y por el diámetro de la rueda. Si se tiene un avance positivo, entonces el efecto de la inclinación es hacia el interior de la curva y sería en el otro sentido en el caso de que el avance sea negativo.

Cuando la motocicleta se encuentra en movimiento, su peso efectivo y el del piloto que soporta la pipa se transmite al suelo a través de la huella de contacto del neumático.

#### **3.4.2.2.2 Tacto en línea recta**

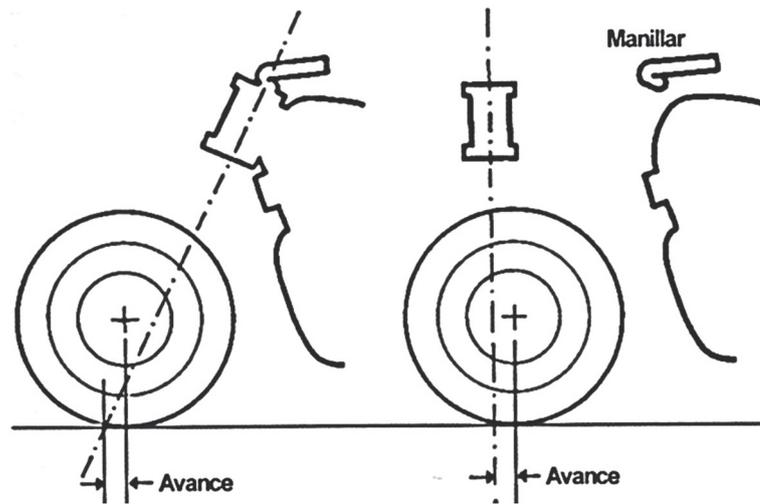
Para trazar una hipotética línea recta se tendría que realizar una serie de curvas de corrección con el manillar girando levemente de lado a lado todo el tiempo.

Un pequeño desplazamiento de la dirección causa un ángulo de deriva del neumático, que produce un par autoalineante el cual depende de las propiedades del neumático, de la adherencia superficial y del avance para un ángulo de deriva dado. Así, a través de la dirección, se tendrá una indicación (dependiente del avance) de las condiciones de la carretera y de la cantidad de agarre disponible.

#### **3.4.2.3 Lanzamiento**

El lanzamiento es la inclinación del ángulo de dirección y entre otros factores resulta conveniente tener un lanzamiento normal por un lado por facilidad de construcción del chasis y por otro lado para conseguir un montaje directo del manillar. Sin embargo, para un mismo avance, una pipa de dirección vertical da problemas en ambos aspectos.

El avance es dependiente del ángulo de lanzamiento y si tiene un valor comprendido entre 10-15 grados proporcionará una gran estabilidad y un buen comportamiento direccional, aunque estos valores de ángulos sean mucho menores que los que habituales montados en las motocicletas comerciales.

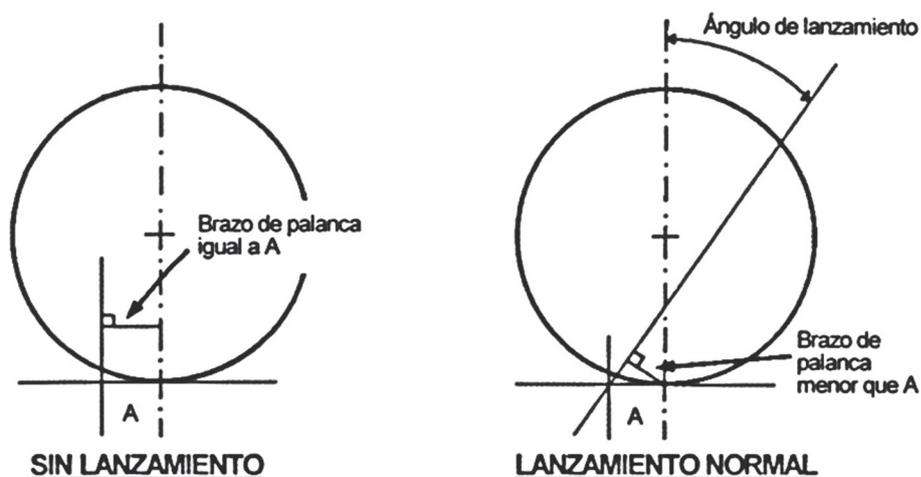


**Figura 3.21.** Lanzamiento.

### 3.4.2.3.1 Reducción del efecto provocado por el lanzamiento

Para un valor dado del avance en el suelo, el par autoalineante en la rueda delantera y horquilla depende de la longitud del brazo de palanca, es decir, depende del avance real (avance en el suelo multiplicado por el coseno del ángulo de lanzamiento).

Este brazo de palanca se reduce conforme aumenta el lanzamiento, para un valor determinado de avance, como se puede observar en la figura 11. Esto significa que se necesitará un mayor avance en el suelo conforme el ángulo de lanzamiento se hace mayor. Por tanto se puede afirmar que el ángulo de lanzamiento tiene un efecto anti-avance.

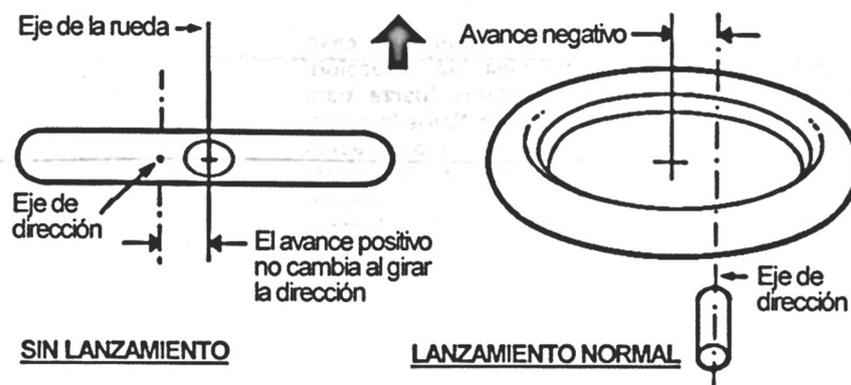


**Figura 3.22.** Brazo de palanca con diferentes lanzamientos.

Esta reducción en el avance real se ve favorecido cuando se aplica un cierto ángulo a la dirección.

### 3.4.2.3.2 Avance negativo

Con grandes ángulos de giro de la rueda, el lanzamiento puede llegar a hacer que el avance sea negativo, si bien los ángulos de giro son muy amplios, sólo puede conseguirse a muy bajas velocidades. En la figura 12 se observa que con la dirección girada 90 grados se tiene un avance positivo con cero grados de lanzamiento y sin embargo para un ángulo de lanzamiento normal el avance puede llegar a ser incluso negativo.



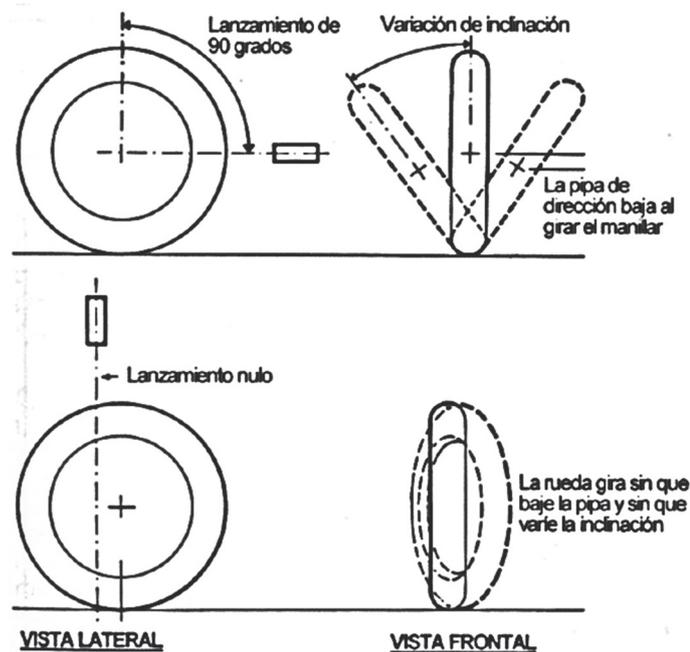
**Figura 3.23.** Valores de avance para diferentes lanzamientos.

Aunque para obtener un avance negativo hace falta ángulos de giro de la dirección bastante elevados, también es cierto que con ángulos de giro pequeños se produce una cierta reducción en el avance. Este hecho puede provocar la necesidad de usar un avance inicial grande. Este es uno de los motivos por los cuales las motos de trial suelen utilizar ángulos de lanzamientos pequeños, debido a que sus maniobras a baja velocidad implican grandes ángulos de giro del manillar y con unos ángulos de lanzamientos pequeños se produce una menor reducción del avance efectivo.

### 3.4.2.3.3 Caída de la pipa de dirección

En una motocicleta con avance positivo, en posición vertical, conforme se gire el manillar hacia un lado, la pipa de dirección irá bajando y cuanto mayor sea el ángulo de lanzamiento, mayor será la caída. Este hecho se observa en la figura 13 donde, para que se note mejor, se le ha dado a la motocicleta un ángulo de lanzamiento

exagerado. Para el caso de 90 grados de ángulo de lanzamiento se puede ver fácilmente la caída de la pipa de dirección al girar la dirección. Con cero grados de lanzamiento estos efectos no tienen lugar.



**Figura 3.24.** Caída pipa dirección.

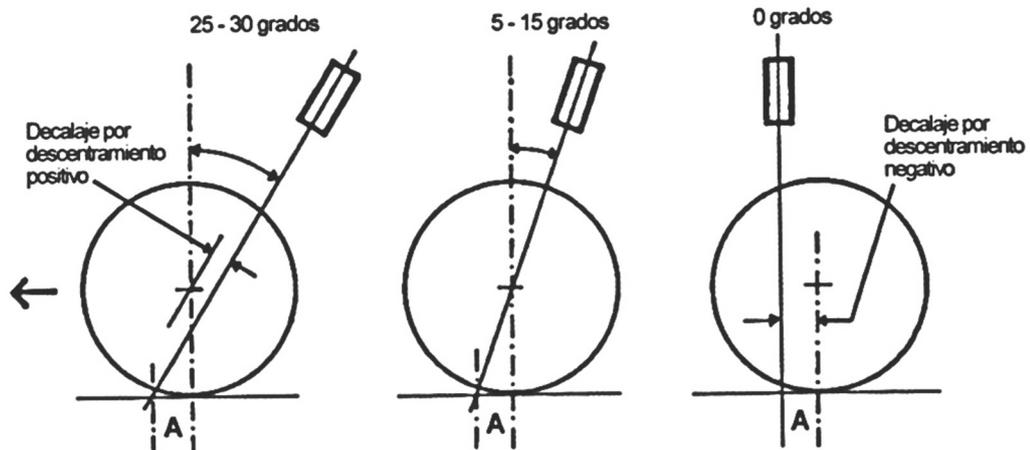
Esta caída de la pipa de dirección provoca un efecto contrario a la propiedad autoalineante del lanzamiento porque para volver a girar el manillar hasta la posición de línea recta se debe levantar el peso que soporta la pipa de dirección. Este efecto es perjudicial para el equilibrio y para la estabilidad direccional mientras se viaja en línea recta, al contrario que sucede cuando se toma una curva debido a que ayuda a girar la rueda cuando se inclina la moto al tomarla.

#### 3.4.2.3.4 Descentramiento del eje de la rueda

En la figura 14 se observa la diferencia en el descentramiento requerido para obtener un cierto valor de avance con distintos ángulos de lanzamiento.

Se puede ver que para un lanzamiento de cero grados se necesita el mayor descentramiento. Aunque para un lanzamiento normal el avance en el suelo se ve reducido, un lanzamiento de cero grados requeriría menos avance y por tanto menos descentramiento. En general, siendo el resto de valores igual, es una

ventaja tener un descentramiento mínimo debido a que proporciona una menor inercia alrededor del eje de dirección.



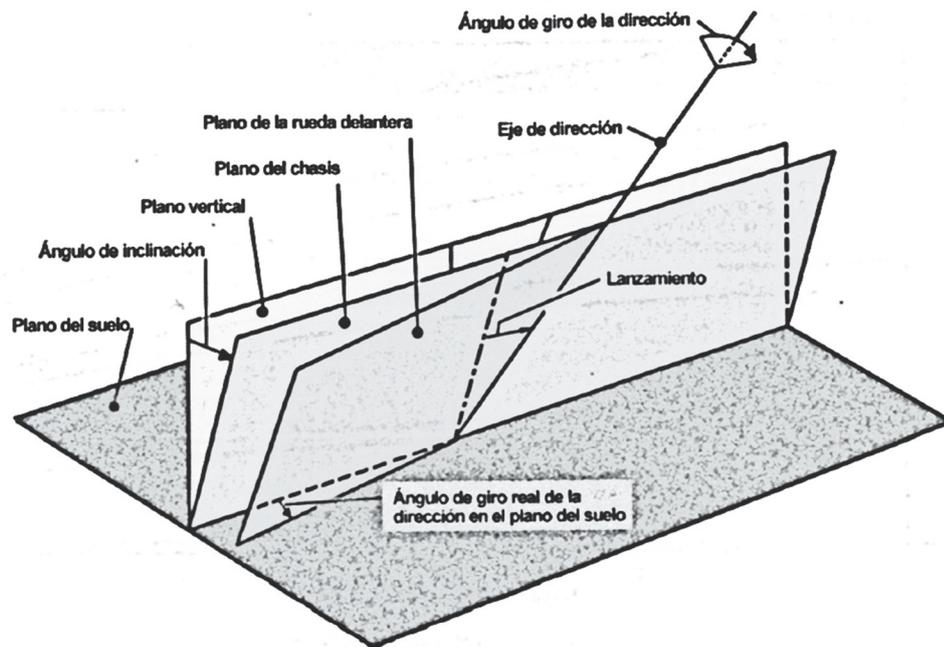
**Figura 3.25.** Descentramientos para diferentes ángulos de lanzamientos.

Cuando la motocicleta está parada, debido a que el decalaje desplaza el centro de gravedad de la rueda y de la horquilla por delante del eje de giro de la dirección, se produce un par que tiende a girar la rueda hacia el interior de la curva mientras la moto está inclinada.

#### 3.4.2.3.5 Resumen

En resumen se puede decir que exceptuando el caso en el que exista un mínimo descentramiento, parece que un lanzamiento distinto de cero no da buenos resultados pero esto es solo para ángulos de giro de la dirección elevados, sin embargo en el caso de las motocicletas convencionales estos ángulos de giro son pequeños y el efecto perjudicial no es tan pronunciado.

La figura 3.26 es una representación de una motocicleta, como dos planos que intersectan a lo largo del eje de dirección, puede ayudar a ver los efectos geométricos debidos a la inclinación y el giro. Uno de los planos representa la mayor parte del chasis incluyendo la rueda trasera, el otro plano es el central de la rueda delantera. El plano frontal puede girar alrededor del eje de dirección contenido en el plano trasero y el plano trasero puede inclinarse respecto a la vertical.



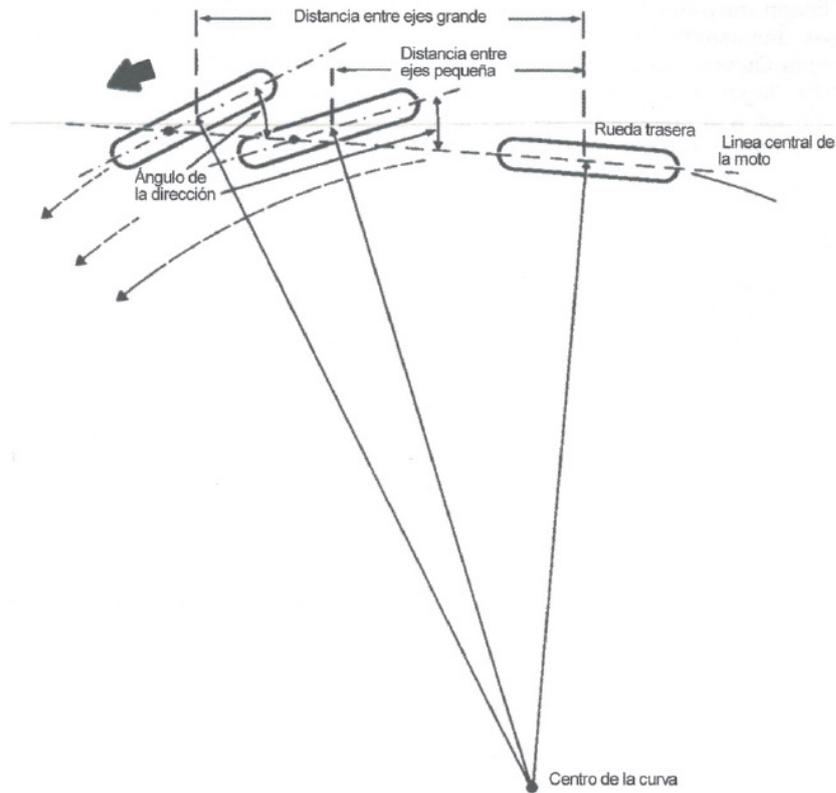
**Figura 3.26.** Efectos geométricos.

#### 3.4.2.4 Distancia entre ejes

La distancia entre los distintos ejes de las ruedas tienen diferentes efectos, pero generalmente cuanto mayor es esta distancia mayor es la estabilidad direccional y mayor es el esfuerzo para negociar las curvas, debido a tres motivos principales, ángulo de giro requerido, ángulo de la rueda trasera y efectos de inercia.

##### 3.4.2.4.1 Ángulo de giro requerido

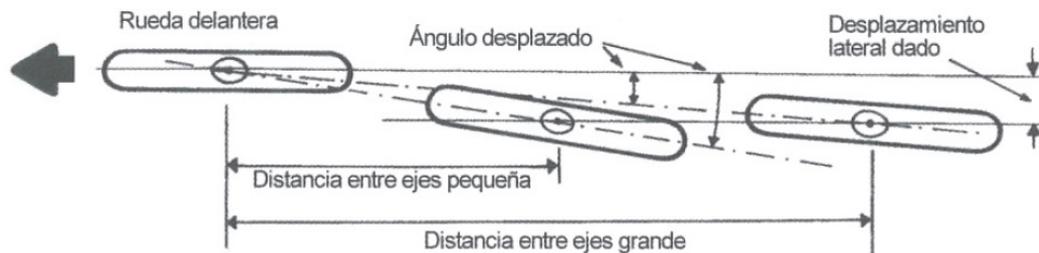
En la figura 3.27 se observa como en una motocicleta, a mayor distancia entre ejes se requiere un mayor giro de la rueda delantera para poder tomar la curva hacia el interior y como consecuencia también hace falta un mayor esfuerzo para negociar las curvas.



**Figura 3.27.** Ángulo de giro en curvas.

#### 3.4.2.4.2 Ángulo de la rueda trasera

Para una determinada flexión lateral, el ángulo de la rueda trasera y la dirección de viraje se reducen a medida que la distancia entre ejes aumenta, lo cual mejora la estabilidad direccional.



**Figura 3.28.** Relación ángulo rueda trasera-distancia entre ejes.

### 3.4.2.4.3 Efectos de inercia

Mientras la moto está frenando y acelerando se produce una transferencia de peso en la que influye la distancia entre ejes, por ejemplo, para una altura dada del centro de gravedad, cuanto mayor sea la distancia entre ejes, menor será la transferencia de peso. Los momentos de inercia de los planos de cabeceo y de guiñada se incrementaran. Con esto lo que se consigue es hacer la motocicleta más estable.

- Resumiendo, la distancia entre ejes es un compromiso que depende del uso que se le pretenda dar a la motocicleta. Por ejemplo, para las motocicletas de trial se necesita una buena manejabilidad, principalmente a baja velocidad, por lo que se necesita una distancia entre ejes pequeña, sin embargo para motos de turismo como es el caso de este proyecto, se necesita mayores distancia de ejes (alrededor de 1400-1550 mm) para conseguir una buena estabilidad direccional, aunque al ser la distancia entre eje demasiado larga se reduce la manejabilidad en el tráfico.

### 3.4.2.5 Rigidez del chasis

En la construcción del chasis habrá que enfrentarse a más problemas que llegar a un compromiso entre los distintos aspectos geométricos.

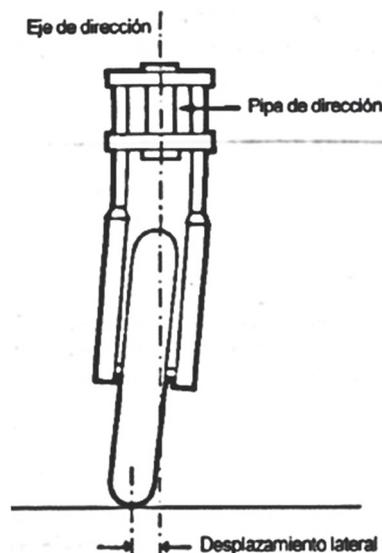
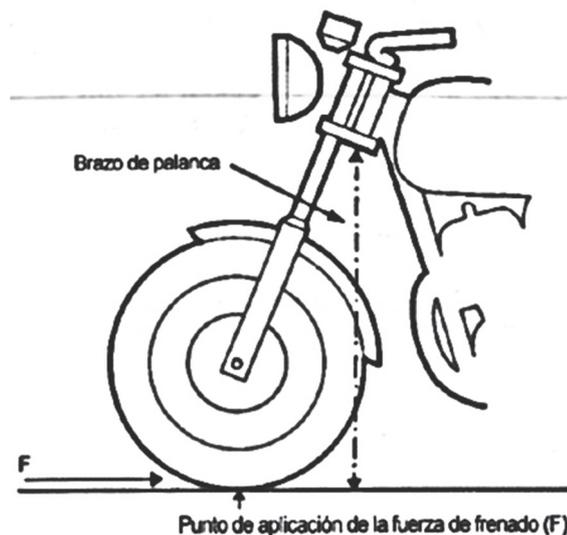


Figura 3.29. Flexión tren delantero.

Para que la motocicleta mantenga un buen comportamiento, se debe minimizar las muchas fuentes de flexión que posee. El aspecto más importante a tener en cuenta es mantener el alineamiento entre los planos medios de las ruedas y el eje de la dirección para tener una buena estabilidad direccional. En el tren delantero, que es el más importante de los dos, este alineamiento lo proporciona sobre todo la rigidez lateral de la horquilla y la rueda.

Las horquillas telescópicas soportadas por una convencional pipa de dirección, que son las que se van a montar en este proyecto, carecen de rigidez en un plano longitudinal; esto no tiene tanta importancia, excepto cuando se frena pudiendo crear problemas de temblores y rebotes de la rueda.

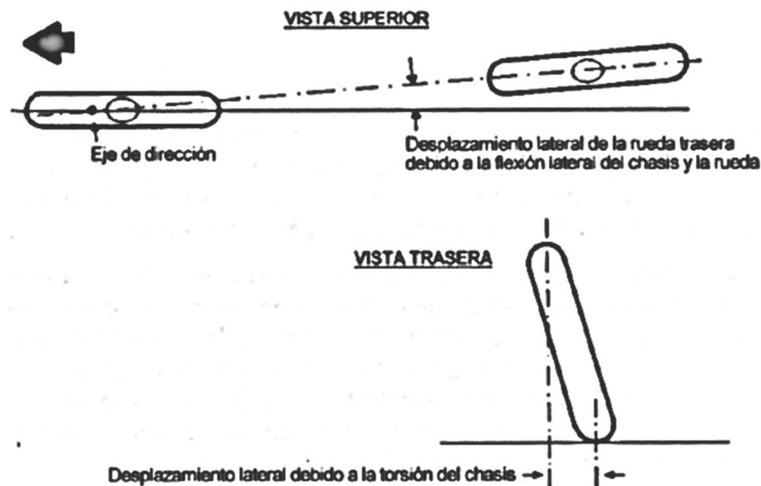


**Figura 3.30.** Flexión tren delantero.

En conducción normal, la rigidez torsional entre el manillar y el eje de la rueda no suele crear demasiados problemas.

Mantener la rueda trasera alineada con el eje de dirección implica rigidez lateral de la rueda, rigidez torsional y lateral del chasis y del basculante.

El piloto en recibe gran parte de la información del comportamiento de la motocicleta gracias al asiento y por tanto si este tiene un comportamiento diferente al del chasis, el piloto estará recibiendo una información diferente a la que en realidad sucede.



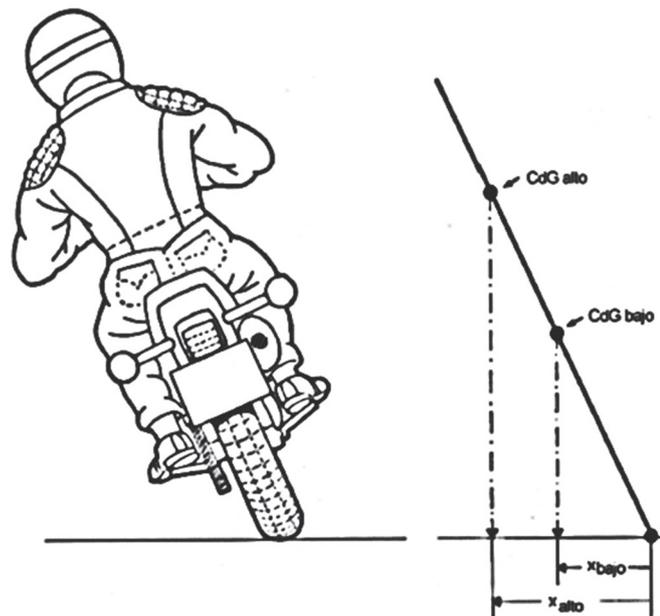
**Figura 3.31.** Desplazamiento de la motocicleta debido a torsión y flexión del chasis.

### 3.4.2.6 Peso y su posición

En términos generales, cuanto menos masa posea la motocicleta mejor, porque bajo una misma fuerza dada, la moto de menor peso acelerará antes. Esto no sólo significa una enérgica respuesta para un motor con una potencia dada sino que también implica que la motocicleta es más sensible a cualquier fuerza que haga el piloto. Aparte de la masa de la motocicleta es muy importante su distribución y la ubicación del centro de gravedad, como se muestra a continuación:

#### 3.4.2.6.1 Equilibrio

Un peso contenido y un centro de gravedad bajo ayudan a mantener una buen equilibrio. En la figura 3.32 se observa como el par desestabilizador es directamente proporcional al peso y a la altura del centro de gravedad, para una determinada inclinación de la motocicleta, por lo que un centro de gravedad alto proporciona un mayor efecto desestabilizador.



**Figura 3.32.** Par desestabilizador.

#### **3.4.2.6.2 Transferencia de carga**

La carga, durante la frenada, se transfiere desde la rueda trasera hacia la delantera, al contrario que sucede en la aceleración. Si se aumenta la distancia entre ejes, la transferencia de carga disminuye y lo mismo ocurre si se baja el centro de gravedad o se reduce la masa. Sin embargo, la transferencia de masa no se ve afectada por la localización longitudinal del centro de gravedad, aunque con esto se controla la carga estática que soporta cada rueda.

#### **3.4.2.6.3 Tracción**

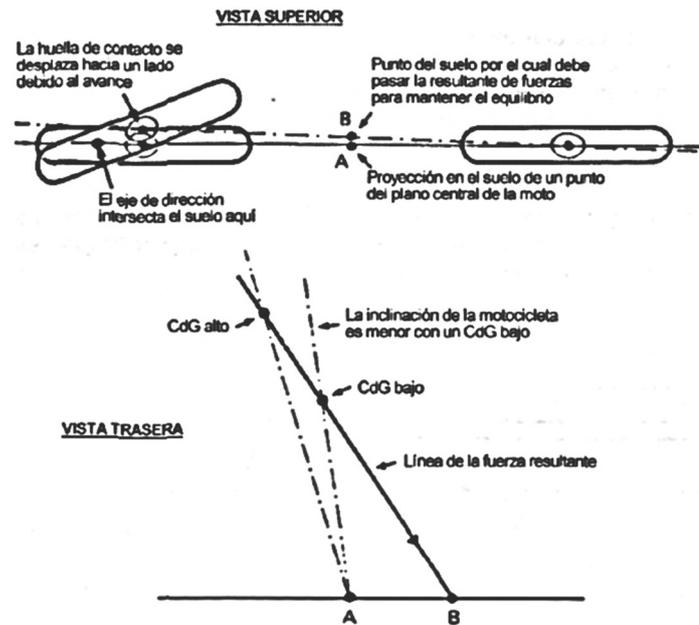
Dado que las motocicletas tienen tracción trasera, la fuerza propulsora que pueda transmitir al suelo es proporcional a la carga que la rueda soporta, por lo que una distribución de peso cargada atrás mejora la tracción. Por otro lado hay que tener en cuenta que la rueda delantera se debe mantener en contacto con el suelo para que la moto pueda girar. Por tanto, una distribución de peso que cargue más el tren delantero ayuda a mejorar la estabilidad direccional.

##### **3.4.2.6.3.1 Ángulo de inclinación**

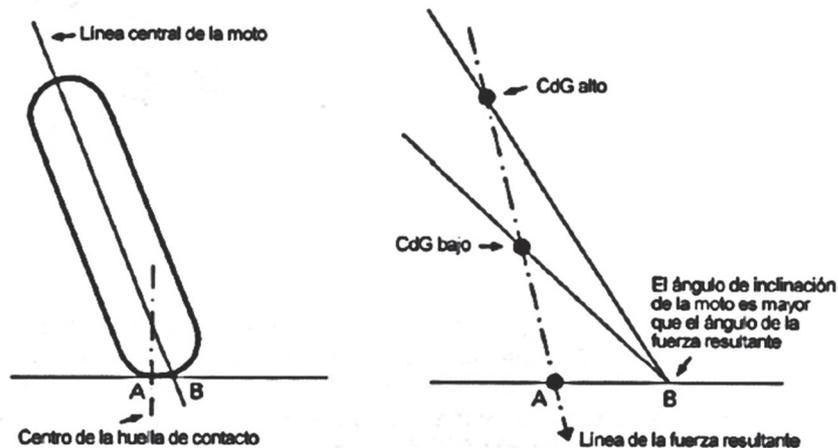
Cuando se toma una curva, el ángulo de inclinación es necesario para equilibrar la fuerza centrífuga y a su vez se ve afectado por la altura del centro de gravedad.

Un centro de gravedad bajo requiere un menor grado de inclinación pero que puede verse contrarrestado por un efecto opuesto debido a la anchura del neumático, ver figura 3.33.

En la figura 3.34 puede verse los distintos ángulos de inclinación requeridos para distintas alturas del centro de gravedad, debido a la anchura del neumático (efecto contrario al anteriormente descrito).



**Figura 3.33.** Distintos ángulos de inclinación para diferentes alturas del CdG.



**Figura 3.34.** Distintos ángulos de inclinación para diferentes alturas del CdG.

### **3.4.2.7 Movimientos angulares**

En los movimientos angulares de cabeceo, guiñada e inclinación, la distribución de masa es más importante que la cantidad de masa debido a que es la que interviene en los momentos de inercia, que nos da una medida del efecto de inercia alrededor de cada eje en particular y su valor determina la facilidad con la que se puede aplicar una aceleración angular a la moto alrededor de ese eje.

#### **3.4.2.7.1 Cabeceo**

La inercia de cabeceo controla la velocidad con la que la motocicleta se hunde hacia delante o hacia atrás cuando frena, acelera o avanza por un firme en malas condiciones. No es necesario que la respuesta de giro alrededor del eje sea muy rápida porque de esta forma se puede contribuir a mejorar el confort. La definición geométrica del eje alrededor del cual la moto cabecea es complicada porque varía con la configuración de la moto. En el caso de este proyecto en el que la motocicleta tiene muelles en ambos trenes, delantero y trasero, el eje de cabeceo depende de la geometría de la suspensión y de la dureza de los muelles.

De los tres posibles movimientos angulares, el cabeceo es el único que supone fundamentalmente un movimiento de la masa suspendida con respecto a las ruedas, ya que la inclinación y la guiñada son movimientos relativos a las coordenadas de la tierra.

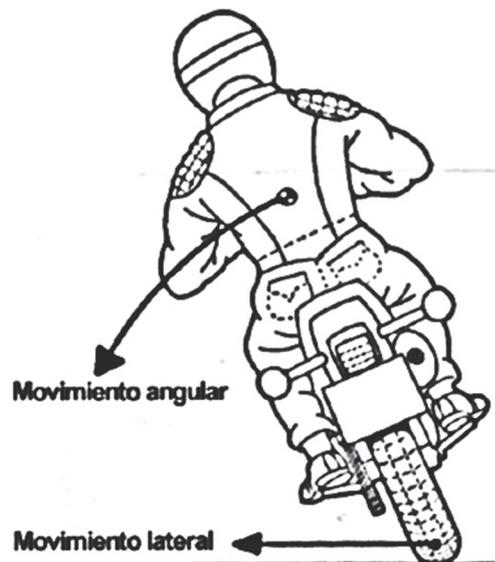
#### **3.4.2.7.2 Guiñada**

Al entrar en una curva, la motocicleta, como cualquier otro vehículo, se verá sometida a una aceleración de guiñada. Elegir un momento de inercia alto mejora la estabilidad direccional mientras que un valor bajo facilita los cambios rápidos de dirección y minimiza los efectos de un derrapaje. En la práctica parece mejor conseguir un momento de guiñada bajo, que implica concentrar la masa de la motocicleta lo más cerca posible de su centro longitudinal. Con esta medida se reduce el momento de cabeceo también.

#### **3.4.2.7.3 Inclinación**

El momento de inercia alrededor del eje de inclinación es la suma de las componentes individuales de todas las masas multiplicada por el cuadrado de la distancia que las separa de un eje de inclinación que pase por el centro de

gravedad. Para poder conseguir cambios rápidos en el ángulo de inclinación de la moto sin mucho esfuerzo, es necesario un bajo momento de inercia de inclinación.



**Figura 3.35.** Movimiento angular y lineal.

### 3.4.3 Partes de una motocicleta

#### 3.4.3.1 El chasis

El chasis es el cuerpo principal de la motocicleta y donde el piloto irá ubicado así como el motor. Su estructura general, de manera independiente de su tipo, consta de una zona de anclaje de la suspensión delantera se denomina pipa de dirección, situándose en la parte más adelantada y más alta del chasis. El otro punto de anclaje es el eje del basculante, que debe combinarse con un soporte para el amortiguador trasero. Al ser zonas sometidas a altos esfuerzos, deberán de tener una alta rigidez. Donde existe la variedad de chasis es en la parte que une estas dos zonas, pudiendo ser tanto tubos, chapas, vigas, etc.

En un chasis todos los elementos que la componen, a excepción de las suspensiones y las piezas unidas a ellas, están perfectamente fijados. Como consecuencia, el chasis define una serie de características estructurales que además influyen sobre el comportamiento de la motocicleta. Son por una parte las que definen la geometría de la moto, y por otra las que condicionan el reparto de pesos.

### 3.4.3.1.1 Función del chasis

Los requisitos mecánicos que debe cumplir el chasis son:

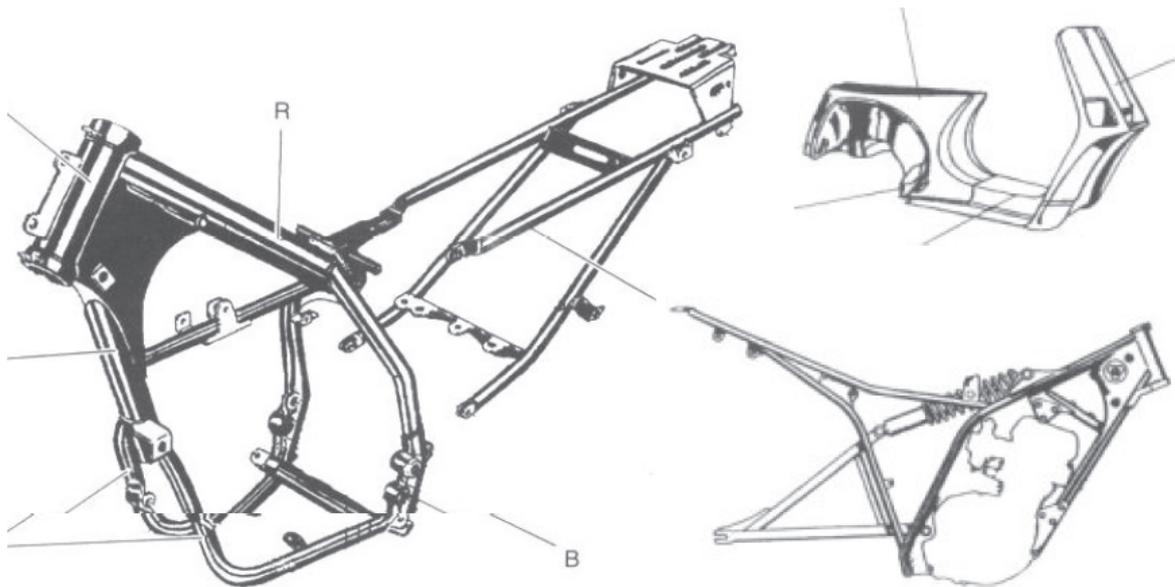
- Para obtener una dirección precisa, el chasis debe resistir adecuadamente los esfuerzos de flexión y torsión, de forma que las ruedas puedan mantener una relación correcta entre ellas a pesar de las cargas impuestas por la transmisión, los baches, las curvas y los frenos. De todas formas ningún sistema de dirección podrá ser efectivo si las ruedas no están en contacto con el suelo, de aquí el importante papel que juega el agarre (de forma especial el tren delantero).
- Por una buena manejabilidad se entiende que ante un esfuerzo físico pequeño del piloto, la motocicleta responderá dichas acciones, evitando de esta forma el cansancio del conductor. Este aspecto depende fundamentalmente de la altura del centro de gravedad, el peso total, la rigidez, la geometría de dirección, el tamaño de los neumáticos y el momento de inercia tanto de las ruedas como del conjunto moto /piloto.
- Para tener un buen confort, y con ello minimizar el cansancio del piloto, es preciso que la suspensión absorba los baches sin sacudir al piloto ni producir movimientos de cabeceo.

### 3.4.3.1.2 Tipos de chasis

Cabe destacar dos grandes grupos de chasis que son, los chasis para los ciclomotores y los chasis para motocicletas de mayor cilindrada. En este caso solo se comentará el segundo tipo puesto que será el objeto de este proyecto.

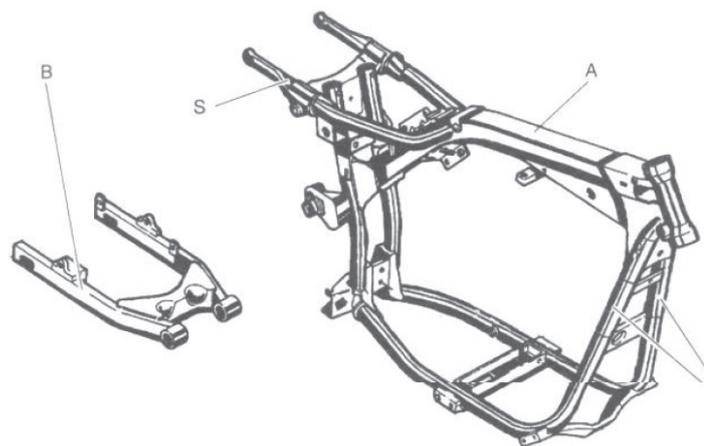
Dentro de los diferentes tipos de chasis para las motocicletas se puede distinguir dos tipos, los tubulares, formados por tubos de sección circular, y los realizados a partir de vigas de sección ancha.

Entre los tubulares se puede señalar los de simple cuna, que a su vez pueden ser completos o interrumpir su sección inferior usando el motor como elemento resistente. Una tercera posibilidad es la formación de una cuna simple, que se desdobra a la altura del motor.



**Figura 3.36.** Diferentes tipos de chasis.

La doble cuna se puede considerar como una mejora del chasis anterior, manteniendo las mismas características a las cunas simples con la salvedad de la existencia de dos tubos delanteros T.

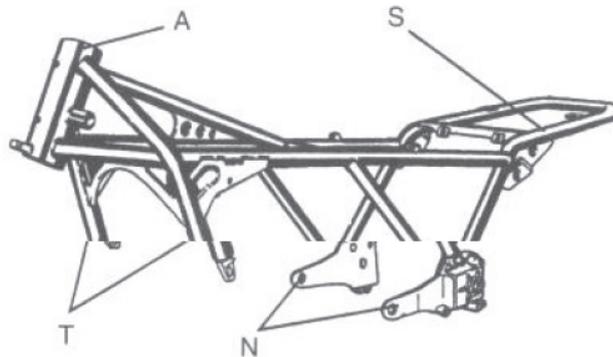


**Figura 3.37.** Chasis de doble cuna.

Los chasis de doble cuna son más rígidos que los de cuna simple por estar cerrados en casi todos los casos, formando una estructura más rígida.

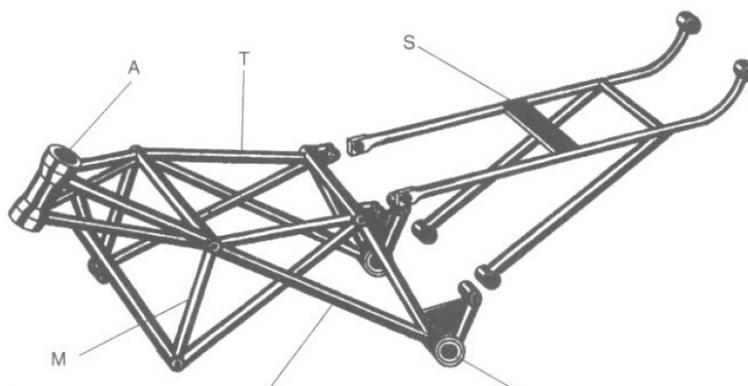
Otra modelo de chasis tubulares son aquellos en los que el motor se encuentra colgado, adquiriendo éste una importante función resistente, aprovechando su gran rigidez. Hay algunos tipos de chasis, como los de espina central, en los que hay un único tubo grueso en la parte superior, pero lo más habitual es contar con una

estructura superior de tubos que integra la pipa de dirección y el anclaje al basculante, pudiendo éste estar unido también al motor.



**Figura 3.38.** Chasis multitubular.

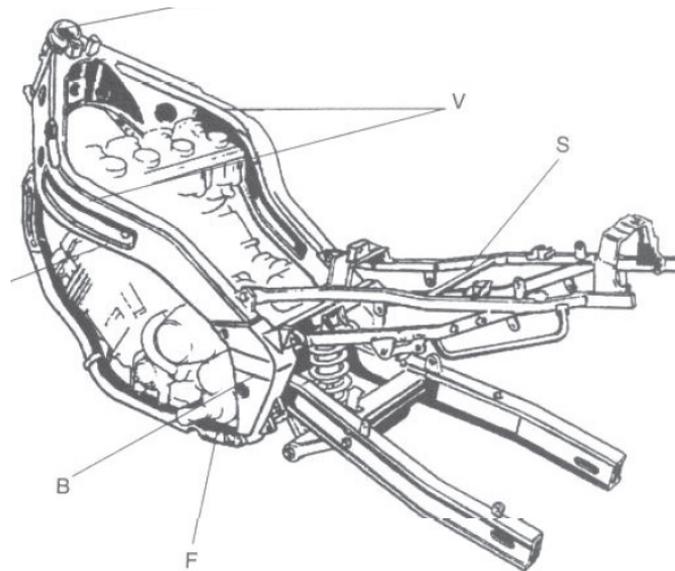
Una importante variedad de este tipo de chasis son los multitubulares de elementos rectos. En este tipo de chasis la estructura se forma únicamente con tubos rectos de modo que sólo trabajen a tracción y compresión. La forma más habitual es un elemento que una la pipa de dirección con el eje del basculante de una manera directa, con una serie de tubos que refuerzan esta función.



**Figura 3.39.** Chasis multitubular de tubos rectos.

En el segundo grupo de chasis, que son aquellos compuestos a partir de vigas (tubos de sección gruesa), la función resistente que anteriormente realizaba el entramado de tubos, ahora recae sobre un par de vigas, que une la pipa con el anclaje del basculante.

En el caso de realizarse en aluminio en vez de acero, la pipa de dirección y el anclaje, que son las zonas que reciben mayor esfuerzo, suelen estar fundidas y son macizas.



**Figura 3.40.** Chasis de tipo doble viga.

### 3.4.3.2 La suspensión

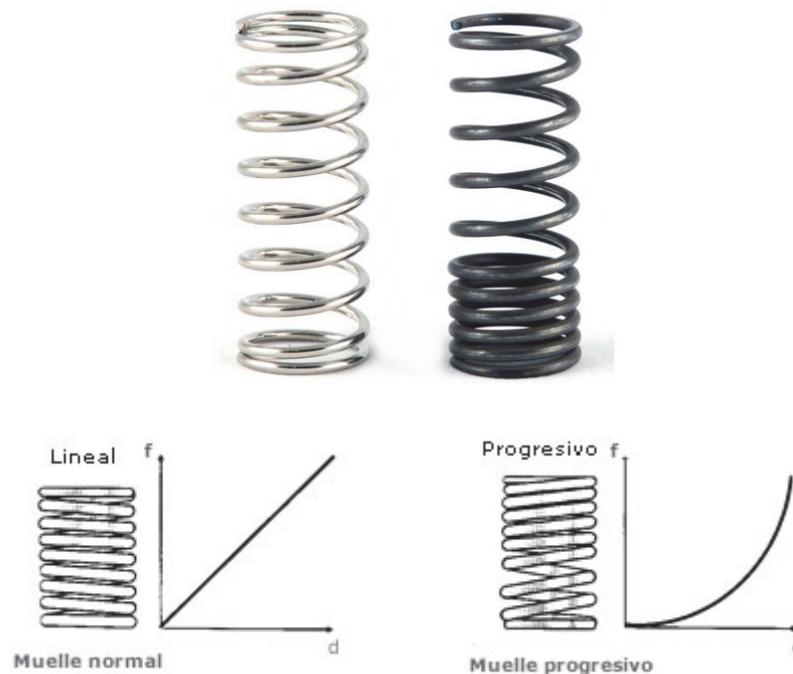
Existen cuatro parámetros principales que afectan al comportamiento de la suspensión:

- Muelle
- Amortiguamiento
- Masa suspendida y masa no suspendida
- Las características del neumático

#### 3.4.3.2.1 Muelles

La característica más importante de un muelle es su constante elástica, que nos da la proporción entre la fuerza aplicada y la longitud comprimida o estirada debido a dicha fuerza. En algunos casos esta constante no varía a lo largo del recorrido útil del muelle, con lo que podemos decir que la constante es lineal. Por otro lado, existe otro tipo de muelles cuya constante puede variar a lo largo del recorrido, esto es, la constante aumenta al aumentar la carga. En este caso podemos decir que la constante es progresiva y en el uso que se les da a los muelles en las motos, esta progresividad suele ser positiva.

Los muelles helicoidales de acero son los más comunes con diferencia. Pueden tener un paso fijo, lo que proporciona una constante elástica lineal, o pueden estar hechos de un paso variable, lo que proporciona una constante progresiva. En este caso, conforme el muelle se va comprimiendo, las espiras más cercanas irán haciendo tope unas con otras actuando como si fueran una masa sólida, de forma que la constante del muelle irá aumentando.



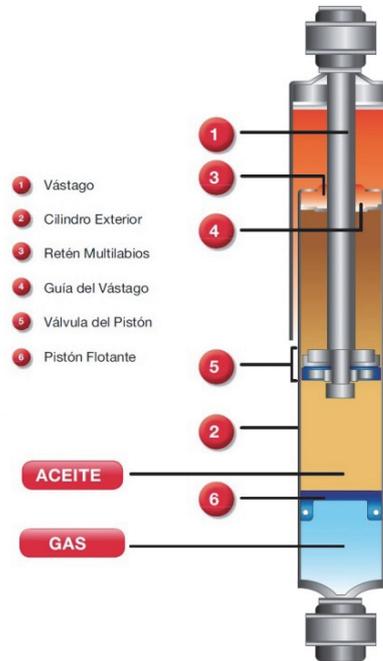
**Figura 3.41.** Curva característica de compresión de muelle lineal y progresivo

#### 3.4.3.2.2 Amortiguador

Un amortiguador es simplemente un absorbedor (disipador) de energía, el movimiento del amortiguador produce resistencia mecánica, pero al contrario que con un muelle, no tiene una tendencia natural a volver a su posición inicial, y por lo tanto absorbe trabajo o energía, que finalmente es disipada en forma de calor. Esta pérdida de energía es necesaria para evitar movimientos incontrolados de la suspensión.

Al utilizar amortiguamiento, se absorberá parte o toda la energía que los baches canalizan hacia la suspensión, por lo que la oscilación se verá reducida o eliminada, dependiendo del grado de amortiguamiento.

Como absorbedor de energía, cualquier amortiguador debería ajustarse para la cantidad de energía que tenga que disipar, que depende del muelle, de la masa de la moto y del uso que esperemos darle.

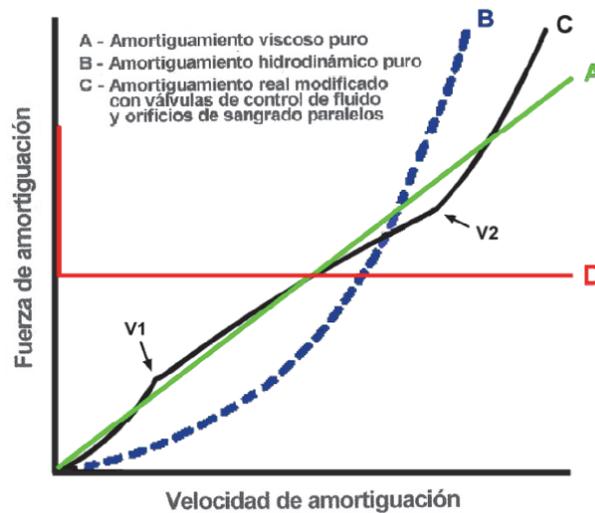


**Figura 3.42.** Amortiguador mono-tubo con nitrógeno altamente presurizado por medio de un pistón flotante

En su forma más simple, un amortiguador hidráulico comprime un pistón forzándolo a moverse dentro de un cilindro lleno de aceite. El pistón suele tener agujeros que permitan al aceite fluir de un lado a otro del mismo.

En un amortiguador hidráulico normal, existen dos tipos de amortiguamiento:

- Viscoso. Surge de la cortadura que sufre el fluido y la fuerza que produce es proporcional a la velocidad de movimiento del amortiguador.
- Hidrodinámico. La amortiguación es proporcional al cuadrado de la velocidad del amortiguador, y se debe a la transferencia de masa del fluido que se produce dentro del amortiguador.



**Figura 3.43.** Características de varios tipos de amortiguamiento

Tal y como se puede apreciar en la figura 3.43, un amortiguador cuadrático, a bajas velocidades proporciona poca o casi nula resistencia, y excesiva resistencia a altas velocidades. Para modificar esta característica, los fabricantes emplean diversas válvulas y métodos, para que controlando el flujo de aceite que pasa de un lado a otro, obtener una resistencia que más se acerque a un comportamiento lineal.

### 3.4.3.2.3 Masa suspendida y masa no suspendida

Se define como masa suspendida a la que está apoyada en la parte superior de la suspensión, siendo en una motocicleta toda la moto menos las ruedas, los frenos y parte de los componentes de la suspensión. De esta forma, la masa no suspendida estará compuesta por la masa total de la moto menos la masa suspendida, es decir que estará compuesta por las ruedas, los frenos y parte de los componentes de la suspensión.

El cálculo de estos valores no es fácil de determinar debido a que dependen de algunos factores, por ejemplo la masa de algunos componentes de la suspensión, como los muelles. Pero en el caso que aquí se trata, la repartición de la masa del muelle no es problema porque con el programa que se va a modelar, el muelle carece de masa.

A la hora de repartir la proporción adecuada del total de la masa suspendida a cada uno de los trenes (delantero y trasero) se realiza en la misma relación que la distribución de pesos estática, aunque esta distribución también tiene sus defectos debido a que no siempre la distribución será así. El ejemplo más claro es cuando se realiza un caballito con la moto. En ese momento la suspensión delantera no está activa y por tanto la suspensión trasera debe soportar todo el peso, así la masa suspendida referente al tren trasero debe ser toda la masa suspendida.

Cuando se buscan las máximas prestaciones de la suspensión, lo que importa es la relación entre la masa suspendida y la no suspendida, interesando que ésta relación sea lo mayor posible, siendo difícil de conseguir este aspecto en motocicletas muy ligeras.

#### **3.4.3.2.4 Relación entre masa suspendida y no suspendida**

Normalmente se suele decir que contra mayor sea esta relación, mayor será el beneficio obtenido. Pero esto no suele cumplirse en todos los casos, debido a que las demandas de agarre en carretera y las del confort suelen ser opuestas. El agarre requiere la mínima variación dinámica de la fuerza vertical que existe entre el neumático y la carretera, para ello interesa que la masa no suspendida sea lo más pequeña posible. Sin embargo para mejorar el confort se querrá que se transmita la mínima fuerza posible a la masa suspendida, viéndose favorecido este fenómeno si la masa no suspendida es muy grande cuando se alcanza un bache que sube hacia arriba (no ocurre lo mismo con las cavidades).

Para tener un buen agarre a la carretera (una respuesta rápida de la masa no suspendida) se necesita que esta relación entre ambas masas sea lo más grande posible, sin embargo existe un límite a la hora de tratar de aligerar la masa no suspendida y por lo tanto un incremento de la masa suspendida y de la constante del muelle mejora el agarre en las carreteras que se encuentren bacheadas y también aumenta la velocidad de respuesta de la masa no suspendida, teniendo por tanto las ruedas un mejor contacto con la superficie.

Considerando ahora el caso en el que se tiene un neumático entre la carretera y la llanta (masa no suspendida) que conduce a que con una masa no suspendida mayor aumenta el confort de la persona que conduce la motocicleta cuando la rueda impacta contra un bache, debido a que se reduce el impacto que llega al centro de gravedad. Suponiendo ahora que la rueda es infinitamente pesada; al impactar contra un bache, el neumático se deformaría para absorber el impacto pero la rueda no se movería y al no moverse no transmite ninguna perturbación al piloto. El otro caso extremo ocurre cuando la masa no suspendida es nula, el impacto pasaría hasta el piloto a través de la rigidez del neumático actuando en serie con la rigidez de la suspensión. Para mejorar el confort del piloto, tanto la rueda como el neumático deben soportar grandes cargas. Cuando el neumático ha alcanzado la parte superior del bache, la mayor masa de la rueda tiende a seguir subiendo pudiendo llegar a despegarse del suelo, en detrimento del agarre a la carretera.

Después de todo lo anterior se llega a una solución de compromiso teniendo normalmente la relación entre la masa suspendida y la no suspendida un valor en torno a 4.5.

#### **3.4.3.2.5 Los neumáticos**

Los neumáticos son los elementos de la motocicleta que están en contacto con el suelo, siendo los encargados de mantener a la moto en la dirección adecuada tanto durante la trayectoria recta como en la de las curvas. Los neumáticos están formados por una banda de caucho que se monta sobre el arco de la llanta.

La sección del neumático se divide en varias zonas, la parte que está en contacto con el suelo, se denomina 'banda de rodadura', la que apoya sobre la llanta se denomina 'talón' y la superficie lateral que sirve de unión entre las dos partes anteriores se denomina 'flanco' u 'hombro'.

Los neumáticos poseen unas características elásticas y una capacidad de deformación que le dan la propiedad de poder adaptarse a las superficies por donde transita la moto y por ello es la parte de la motocicleta que mayor influencia ejerce sobre la manejabilidad de la misma. A través de las zonas de contacto del neumático con la carretera se transmite la potencia al suelo a la vez que soportan

el peso de la moto y el piloto y las fuerzas que se generan al tomar una curva (que pueden llegar a alcanzar el valor del peso de la moto y piloto).

Los neumáticos inicialmente comenzaron a utilizarse para mejorar el confort y reducir las cargas sobre las ruedas pero en realidad realizan multitud de tareas, entre la que cabe destacar que es la primera defensa para absorber los baches de la carretera.

Además de estos factores, hay algunos otros que también tienen su importancia a la hora de estudiar el comportamiento de las motocicletas y diseñar la suspensión:

#### **3.4.3.2.6 Frecuencia de la suspensión**

La suspensión de un vehículo de carretera se suele considerar como un sistema de “masa, muelle y amortiguador”. Y la principal razón para el empleo de cualquier sistema de suspensión es el confort del piloto. Con el uso de la suspensión conseguimos que el piloto sufra la menor aceleración vertical posible. Esto se soluciona en parte, pero aparece un inconveniente: la frecuencia de las perturbaciones que siente el piloto. Por otra parte, el agarre a la carretera está supeditado a las características de la suspensión y éste último entra en conflicto directo con el confort del piloto, por lo tanto tenemos que llegar a un compromiso entre confort y agarre.

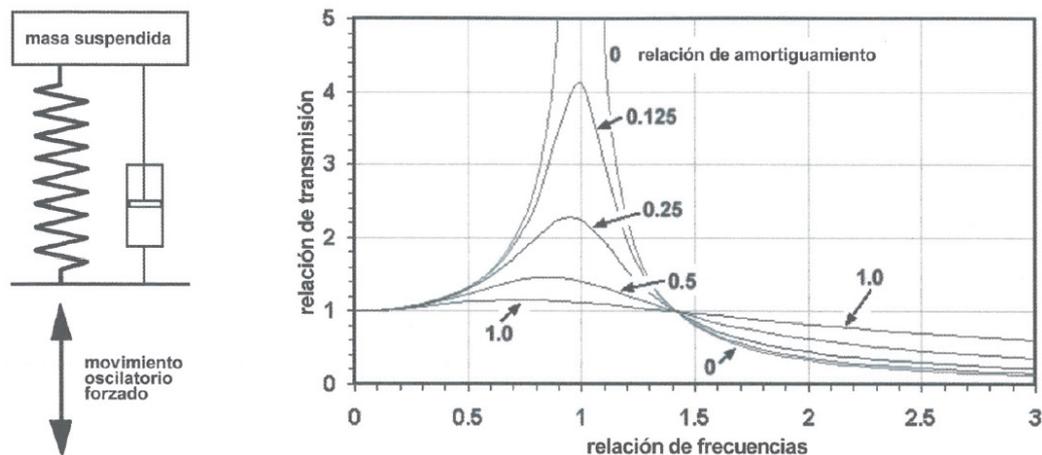
Los humanos somos tolerantes en general con determinadas frecuencias, pero esta tolerancia depende de la posición del cuerpo: frecuencias entre 1 y 1.5Hz pueden resultar confortables con la espalda erguida, pero desagradables si se está en posición horizontal.

**Tabla 3.1.** Frecuencias y grado de confort

<b>Frecuencia (c/s, Hz)</b>	<b>Comentarios</b>
Entre 0,5 y 1,0	Tiende a producir mareos
Entre 1,0 y 2,0	Generalmente está considerada la más cómoda
Mayor de 2,0	Se suele percibir que la conducción es dura y áspera
Entre 5 y 20	Esta frecuencia tiene varios efectos incómodos y a veces dañinos en diversas partes del cuerpo

Aunque nos interese reducir todo el movimiento que se transmite al piloto, es más importante que diseñemos nuestra suspensión para que filtre lo más posible aquellas perturbaciones que estén fuera del rango de las frecuencias entre 1.0 y 2.0Hz.

Para ver cómo podemos conseguirlo, consideremos el sistema de la figura 6 formado por una masa, un muelle y un amortiguador.



**Figura 3.44.** Respuesta de un sistema masa-muelle-amortiguador ante una oscilación forzada

Con frecuencias de perturbación mucho menores que la frecuencia natural de la suspensión, la masa suspendida se mueve con una magnitud cercana a la de la perturbación, a pesar de tener el amortiguamiento.

Por otro lado la respuesta es menor cuando la frecuencia aplicada es varia veces mayor que la frecuencia natural, así para conseguir una conducción más suave sobre un mayor rango de condiciones posibles, habrá que tener una suspensión con una frecuencia natural baja, es decir, con muelles blandos.

El cálculo de la frecuencia de la suspensión sin amortiguamiento se puede hacer de manera sencilla mediante la siguiente fórmula:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

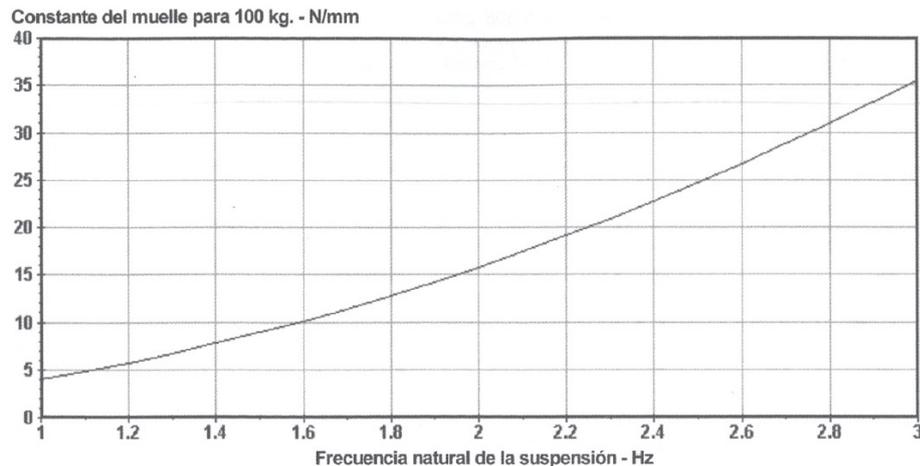
Donde:

f = Frecuencia, en Hz

$k$  = Constante del muelle

$m$  = Masa suspendida

Viniendo la constante del muelle dada por la gráfica siguiente en función de la frecuencia natural de la suspensión:



**Figura 3.45.** Constante del muelle en función de la frecuencia natural.

#### 3.4.3.2.7 Altura de marcha y precarga

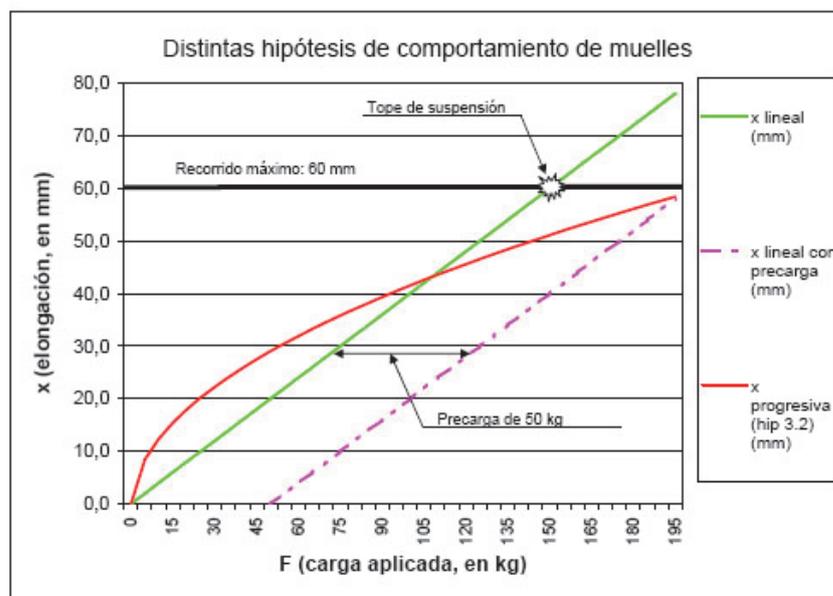
Los amortiguadores suelen incorporar un ajuste para la longitud inicial del muelle (precarga); si existe en ellos un desplazamiento debido a la carga estática, este ajuste alterará la altura de marcha.

Si se precarga los muelles no se tomarán mejor las cavidades que si se tuviese un chasis rígido por lo que en la actualidad se utilizan unos basculantes muy rígidos, un amortiguamiento eficiente y muelles blandos ajustados para permitir una cierta extensión de la suspensión ante las diferentes cavidades que se pueda encontrar la motocicleta en su trayectoria.

Algunos diseñadores de chasis solían dedicar 1/3 del recorrido disponible para la extensión (también llamado hundimiento estático) y 2/3 para la compresión. Debido a los efectos de transferencia de carga y a diversas respuestas dinámicas, al frenar y al acelerar, cada rueda puede ver reducida su carga. Durante la levantada de una de las ruedas, la delantera o la trasera, tanto la suspensión delantera como la trasera se estiran hasta llegar a sus topes de extensión y sería de esperar que el

nivel de precarga de los muelles tuviese un efecto significativo en las respuestas transitorias de la suspensión durante este tipo de maniobras. Si los muelles de la suspensión están precargados, habrá dos aspectos principales a tener en cuenta:

- La posición estática de la suspensión, que cuando está cargada está más cerca del tope de extensión y por tanto existe menos recorrido de suspensión disponible antes de llegar al tope.
- La fuerza de precarga implica que cuando la suspensión hace tope lo hará de forma más violenta.
- Además si se precarga los muelles, tanto la rueda delantera como la trasera se despegarán del suelo pudiéndose llegar incluso, en el caso de la rueda delantera a tener que soltar el freno, debido a que comenzaría a rebotar la rueda de forma creciente.



**Figura 3.46.** Distintas hipótesis de comportamiento de muelles.

Actualmente los sistemas de suspensión trasera se pueden ajustar de manera independiente la longitud del muelle y la longitud total del amortiguador. El aumento de la altura de la parte trasera tiene varios efectos:

- La reducción del ángulo de lanzamiento y del avance, volviéndose la dirección de la moto más rápida.

- Aumenta la altura del centro de gravedad, incrementándose la transferencia de carga al acelerar y frenar.
- Altera la relación entre la altura del eje de la rueda trasera, la altura del eje del basculante y la altura del piñón de la cadena, afectando a las características del anti-squat.
- Se aumenta también la carga en el tren delantero aunque dicho aumento no es demasiado.

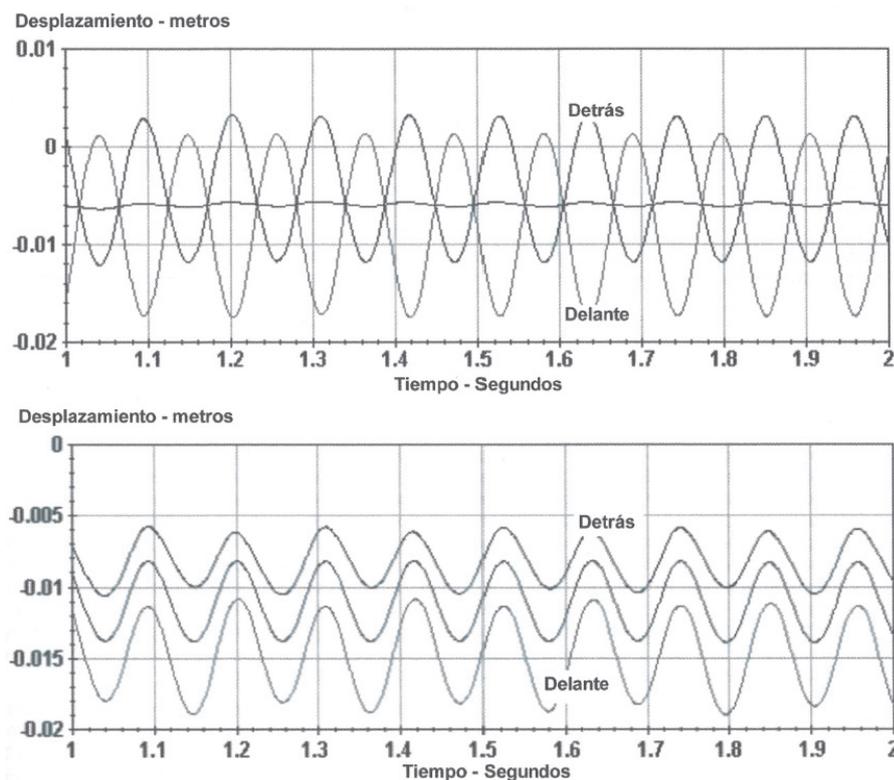


**Figura 3.47.** Efecto de la precarga sobre el recorrido de los muelles.

### 3.4.3.2.8 Distancia entre ejes

En determinadas circunstancias, la distancia entre ejes puede tener cierto efecto en el comportamiento de la suspensión y cuando la motocicleta tiene un movimiento de cabeceo, el ángulo de cabeceo, en general, será inversamente proporcional a la distancia entre ejes, por ejemplo si se multiplica por dos la distancia entre ejes, el cabeceo se verá reducido a la mitad. Además si la motocicleta es más larga, también tendrá un momento de inercia de cabeceo mayor, de manera que se suavizará la respuesta.

La distancia entre ejes produce otro efecto menos apreciable que se combina con las condiciones de la superficie sobre la que se circula, para influir de manera notable en la calidad de la conducción. Si al viajar se hace sobre una serie de baches, una superficie ondulada por ejemplo, los movimientos que se transmiten al piloto dependerán en gran parte de si la distancia entre ejes es múltiplo de la longitud de onda de los baches.



**Figura 3.48.** Desplazamiento de ruedas delantera, trasera y del CdG en baches.

En las curvas la distancia entre ejes coincide con la longitud de onda del bache, la parte delantera, la trasera y el centro de gravedad se mueve al unísono. Lo que

sucede en este caso es que cada rueda está viajando sobre la misma parte del bache adyacente al mismo tiempo. Sin embargo, cuando la longitud del bache es el doble de la distancia entre ejes, cuando la rueda delantera está encima de un bache, la rueda trasera está en la parte más baja, de forma que los movimientos verticales delante y detrás son opuestos por lo que el centro de gravedad, que estará más o menos en el centro de la moto, posee un movimiento muy pequeño.

Por tanto este último caso es de mayor comodidad para el piloto pero la moto poseerá un movimiento de cabeceo que consiste en que cuando la parte delantera sube, la trasera está bajando y viceversa, por lo que la motocicleta estará cabeceando hacia delante y hacia atrás. Estas son las dos respuestas más extremas determinadas por la relación entre la distancia entre ejes y la longitud de onda del bache. Otros valores distintos de esta relación producirán una conducción que producirá cierto cabeceo combinado con cierto movimiento vertical. A la hora de diseñar una motocicleta y su suspensión no se conocerá la longitud de onda de una serie de baches que se encuentra la moto circulando y por tanto no será un parámetro que se pueda tener en cuenta para elegir la distancia entre ejes.

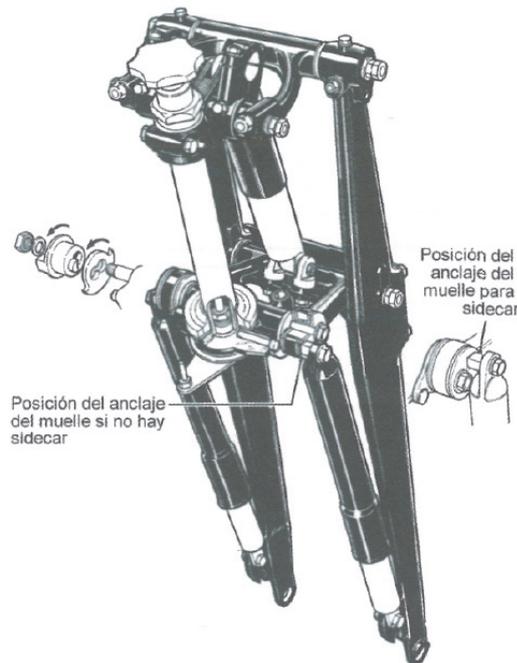
#### **3.4.3.2.9 Resumen**

La suspensión de las motocicletas es un sistema dinámico acoplado (delante y detrás) que comprende muelles, amortiguadores y la masa no suspendida y suspendida. En general una suspensión blanda supone beneficios pero debe estar compensada con el movimiento disponible y las variaciones de la geometría. La gran cantidad de requisitos que necesita una suspensión hace que resulte imposible diseñar una suspensión que nos proporcione una puesta a punto perfecta para una máquina determinada, por lo que resultará inevitable llegar a un compromiso.

El movimiento de la suspensión tiene lugar en el plano central, pero debido al elevado nivel de acoplamiento que existe en la dinámica de la motocicleta puede dar lugar a respuestas alrededor de otro eje, el de guiñada o el de inclinación por ejemplo. Una suspensión mal ajustada puede reducir la adherencia y/o permitir que estas respuestas se conviertan en inestabilidades peligrosas.

### 3.4.3.3 La suspensión delantera

A pesar de todos los modelos que han existido de suspensión delantera, solo un pequeño número de diseños han sido aceptados para ser fabricados en serie, entre ellos la horquilla tipo girder fue la primera. Luego en los primeros años 50, la horquilla telescópica fue estableciéndose debido a que mejoraba la conducción respecto a las girders sin amortiguación o con amortiguación mediante fricción.



**Figura 3.49.** Horquilla tipo girder.

Con todos los defectos que pueda tener las horquillas telescópicas, se puede decir que es el sistema más empleado en motocicletas y que en términos de producción es el que ha dominado de forma prácticamente absoluta desde alrededor de 1950 y aunque marcas como BMW y Yamaha se han atrevido a probar con una alternativa, al final todas o vuelven al modelo telescópico o mantienen su apariencia.

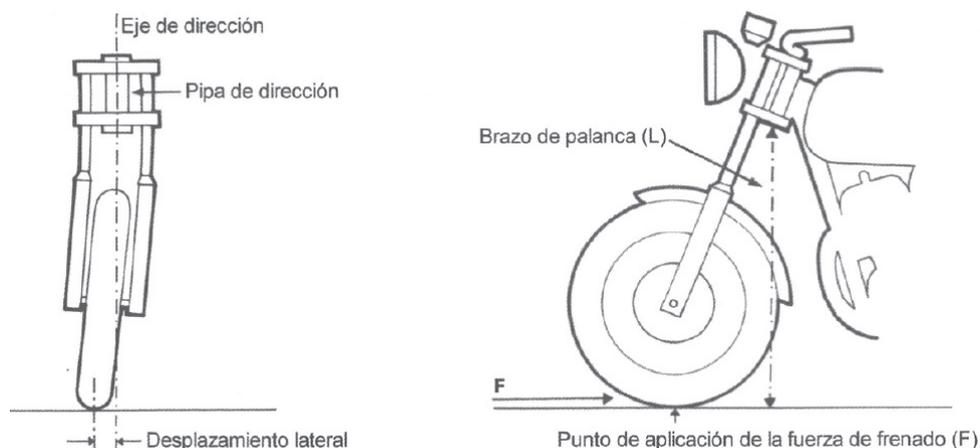
Son muchos los diferentes los distintos tipos de suspensiones delanteras que se han intentado desarrollar y en términos generales se pueden separar en dos grandes grupos:

- Aquellos que requieren una pipa de dirección convencional para definir el eje de dirección y que usan horquillas. Aquí se encuentra incluida la horquilla telescópica, las suspensiones por rueda tirada y las horquillas tipo girder.

- Aquellos en los que el chasis no tiene pipa de dirección. Dentro de este grupo existe una amplia variedad de diseños, donde destaca los sistemas llamados hub-centre.

#### 3.4.3.3.1 Horquillas con pipa de dirección

Todos estos sistemas de suspensión/dirección tiene la característica de que se montan y giran alrededor de una pipa de dirección. El esquema de la figura 3.50 muestra cómo cualquier flexión lateral de las barras de la horquilla permite que la huella de contacto del neumático se mueva alejándose del eje de dirección. Este desalineamiento puede provocar wobbles (más adelante serán explicados en detalle) o aumentar seriamente su magnitud, tanto en carreteras con buen firme circulando a una velocidad determinada, como circulando a cualquier velocidad sobre una superficie bacheada. Existen otros muchos problemas que provienen del empleo de la horquilla telescópica pero quizás el más importante viene dado por esta posibilidad de desplazamiento lateral de la huella de contacto. Otra desventaja es el gran brazo de palanca que existe sobre la pipa de dirección, especialmente al frenar. Esto da lugar a fuerzas muy grandes que tiene que resistir un robusto y pesado chasis.



**Figura 3.50.** Flexión lateral de la suspensión delantera.

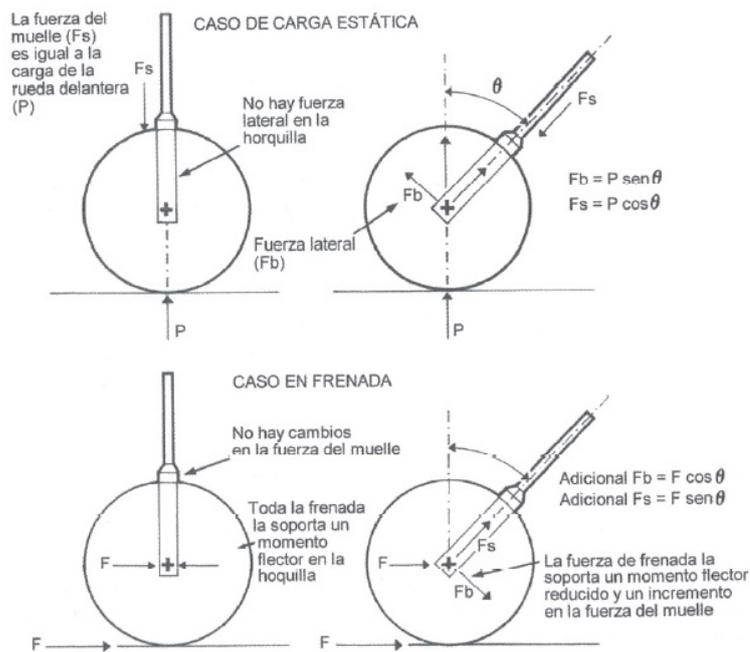
El uso de la horquilla telescópica es prácticamente universal en todas las motocicletas excepto en algunos scooters y pequeñas motos utilitarias. Su éxito no se justifica en bases de diseño e ingeniería, debido a que tiene varias características adversas; su bajo coste tampoco es una explicación válida (a veces se suele decir esto basándose en que los principales componentes se fabrican en

serie). El motivo principal por el cual la horquilla telescópica es la suspensión delantera más importante se debe al miedo colectivo que existen en los departamentos de marketing de los principales fabricantes a que el aficionado no acepte un cambio en la apariencia estética del tren delantero aunque también existen otros factores a su favor y es por ejemplo el largo periodo de desarrollo y la evolución que posee con el que no puede competir cualquiera de los diseños alternativos.

La horquilla telescópica tradicional comprende un par de botellas de aluminio o acero en las que se ajustan unas barras hechas con tubo de acero cromado que se anclan en unas tijas situadas en la parte superior e inferior de la columna de dirección. Normalmente los muelles que montan son de un diámetro menor que el de las botellas y están metidos dentro de ellas. En el interior de las botellas se incorpora un sistema de amortiguación hidráulica y el aceite de amortiguación sirve también como lubricante.

Ahora se considerarán algunos de los principales problemas que son inherentes a la horquilla telescópica:

- Cuando la horquilla está totalmente extendida existe una sujeción mínima de las botellas, de forma que el efecto de la holgura existente aumenta considerablemente en la zona del eje de la rueda.
- Las barras se pueden mover de forma independiente excepto por el efecto de refuerzo del eje de la rueda en la parte inferior.
- Si se considera las cargas y los brazos de palanca que soportan, las barras tiene un diámetro muy pequeño (normalmente de unos 35 – 38mm).
- Este tipo de horquillas suele estar sometidas a un gran hundimiento en las frenadas.
- Debido al ángulo de lanzamiento, aparecen cargas de flexión en las barras de la horquilla, debidas a cargas estáticas, dando lugar a un rozamiento al inicio del movimiento, que endurece la respuesta ante pequeños baches. Con un ángulo de lanzamiento normal, el simple motivo de soportar el peso de la motocicleta produce una fuerza que es perpendicular en la botella, dando lugar a un incremento de la fricción y una reducción de sensibilidad ante baches pequeños.



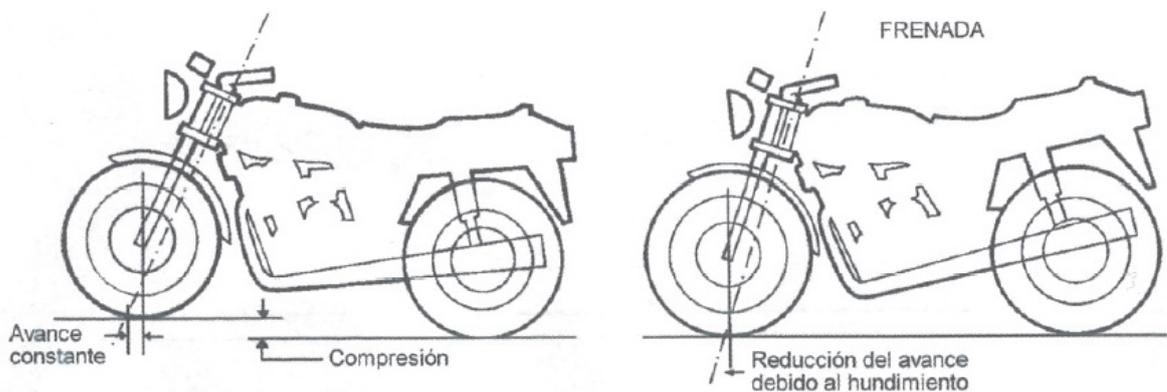
**Figura 3.51.** Hundimiento de las horquillas telescópicas.

Estas características se unen al hecho de que una horquilla es relativamente flexible en casi todas las direcciones, y como se dijo anteriormente, la flexión lateral puede empeorar la estabilidad.

Al frenar, las horquillas telescópicas se hunden, y aunque este efecto se atribuye únicamente a la transferencia de carga hacia la parte delantera, para un ángulo de lanzamiento normal, existe otro factor que es la componente de la fuerza de frenado que tiende a comprimir la horquilla (esta componente es igual a  $F \cdot \sin(\theta)$ ). Cuando se frena, el ángulo de lanzamiento hace que parte de la fuerza de frenada esté compensada por un incremento de la fuerza del muelle. De tal forma que tanto la compresión del muelle como el hundimiento tienen un valor mayor que el debido solamente a la transferencia de pesos. Cabe destacar como en frenadas fuertes, la carga sobre la suspensión puede llegar al triple que en el caso de la carga estática.

En las horquillas telescópicas se suele decir que el avance permanece constante a lo largo de toda la trayectoria que sigue la moto pero si esto realmente fuera así, primeramente esto supondría que el avance constante es algo deseable (cosa que no es cierta) y, en segundo lugar, que no existe ninguna variación en la posición del resto de la moto mientras la horquilla se comprime porque varía la altura del suelo que está debajo de la rueda delantera. Esto puede verse en la figura 3.52, en

donde se observa todas las condiciones necesarias para que el avance pueda permanecer constante al comprimirse la horquilla (esquema de la izquierda). A la derecha se muestra la reducción del avance debido al hundimiento de la parte delantera al frenar.



**Figura 3.52.** Avance constante en la frenada.

La horquilla normalmente se comprime debido a que o existe un hundimiento de la parte delantera al frenar (en cuyo caso existe una reducción del ángulo de lanzamiento y el avance disminuye) o bien porque se alcanza un bache, provocando que la huella de contacto se mueva hacia delante, reduciendo de esta forma también el avance pudiendo incluso llegar a hacerse negativo, como es el caso que puede verse en la figura 3.53.

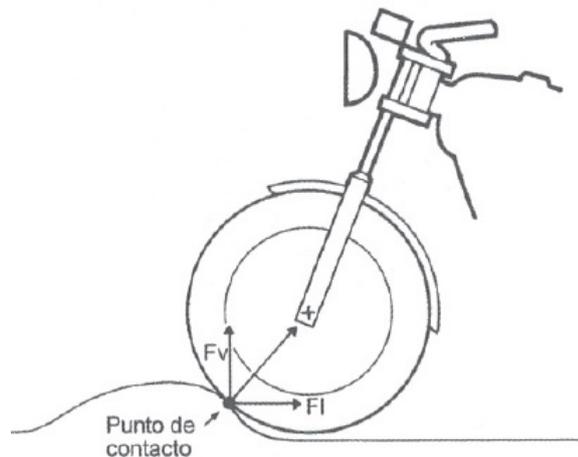


**Figura 3.53.** Avance negativo.

Conforme la rueda va avanzando por el bache, el avance primero vuelve a su valor estático y luego se hace mayor conforme la huella de contacto se mueve hacia atrás, volviendo a recuperar su valor inicial sólo cuando la rueda recupera el nivel

de la carretera. Con lo dicho es difícil suponer que una horquilla telescópica (o de cualquier otro tipo) pueda mantener el avance constante.

Los baches en la carretera provocan una fuerza longitudinal en las ruedas, aparte de la fuerza vertical. El movimiento hacia atrás de la rueda delantera cuando la horquilla se comprime, ayuda a absorber esta fuerza, mejorando tanto el confort como el control sobre la motocicleta.

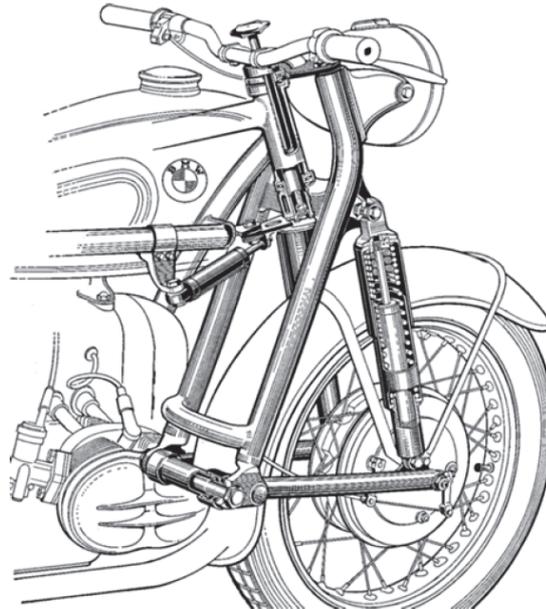


**Figura 3.54.** Fuerza producida en un bache.

#### 3.4.3.3.2 Otros tipos de suspensión

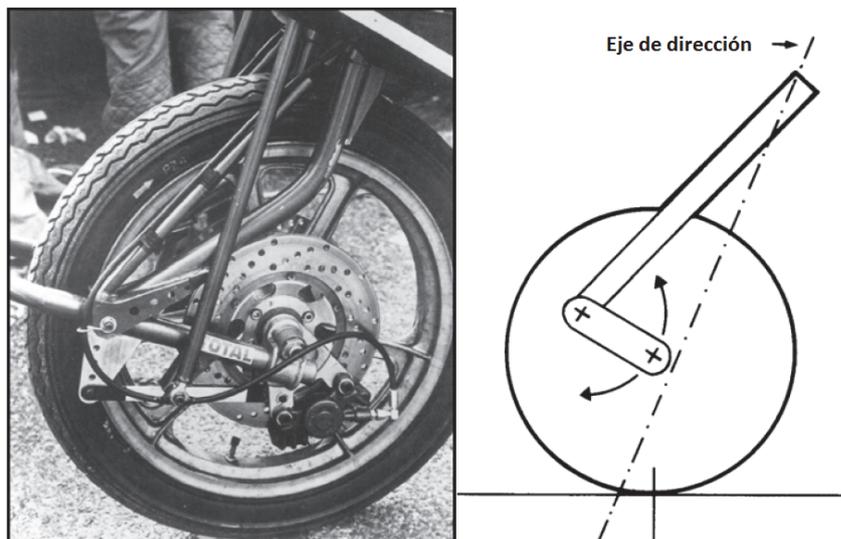
Aparte de la suspensión mediante horquilla telescópica, existen otros sistemas de suspensión, que a continuación se describirán brevemente.

- **Suspensión por rueda empujada.** En líneas generales, consisten en una estructura tubular o de acero estampado que conecta la columna de dirección con los brazos articulados, y que incorporan también anclajes para los amortiguadores. Los brazos articulados pueden ser independientes o tener forma de U alrededor de la parte trasera de la rueda. La trayectoria que sigue la rueda en el recorrido de la suspensión depende de la altura relativa entre el eje del pivote del brazo articulado y el eje de la rueda, como puede verse en la figura 39. Debido a la trayectoria que sigue la rueda, que es curvilínea, estas horquillas no son adecuadas para los movimientos de las motocicletas.



**Figura 3.55.** Sistema de rueda empujada.

- **Suspensión por rueda tirada.** Las suspensiones por rueda tirada se diferencian de las de rueda empujada en que los brazos articulados quedan por delante del eje de la rueda, en vez de por detrás. Su desventaja es que posee una mayor inercia alrededor del eje de dirección, ya que la mayor parte de la masa está relativamente lejos del eje de dirección.

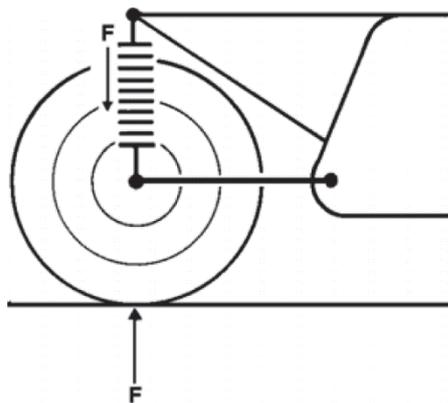


**Figura 3.56.** Sistema de rueda tirada.

### 3.4.3.4 La suspensión trasera

De una u otra forma, el brazo oscilante trasero, conocido como basculante, se ha impuesto como sistema de suspensión trasera y aunque no es perfecto, es difícil pensar en una alternativa que pueda ser mejor. Normalmente el basculante estaba formado por un tubo transversal que alojaba los rodamientos de giro y un par de tubos laterales que soportaban la rueda y los amortiguadores, pero este diseño tenía una carencia de rigidez torsional y era necesario usar dos amortiguadores que evitaran el par que producían las fuerzas de suspensión.

Para eliminar estos defectos, la relación más eficaz entre rigidez y peso se obtiene triangulando el basculante y conectando el vértice al amortiguador. Existen dos tipos de basculantes para la suspensión trasera, basculante mono-brazo y de dos brazos, pudiendo usar uno o dos amortiguadores.



**Figura 3.57.** Diseño tradicional de una suspensión trasera.

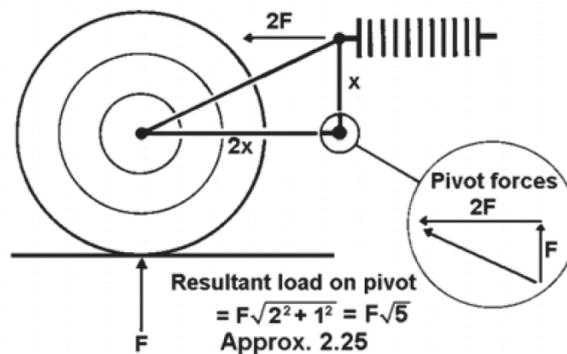
Las principales ventajas de este sistema tradicional son:

- Simplicidad en su construcción
- Facilidad a la hora de disipar el calor producido en el amortiguador
- Gran amplitud de movimiento del conjunto muelle-amortiguador, que es similar al de la rueda, lo que genera grandes velocidades de compresión y extensión del amortiguador
- Las fuerzas transmitidas al chasis son muy pequeñas

Y las mayores desventajas:

- La oscilación vertical de la rueda está muy limitada
- Nula progresividad entre fuerza y desplazamiento
- Al utilizarse 2 sistemas de muelle-amortiguador, por diferencias en precargas y ajustes se pueden generar distintas fuerzas en los dos sistemas, apareciendo momentos torsores que estresan el sistema

Para evitar estos problemas, aparecieron posteriormente las suspensiones de brazo oscilante.



**Figura 3.58.** Diseño “cantiléver” de brazo oscilante

Las ventajas de este sistema son:

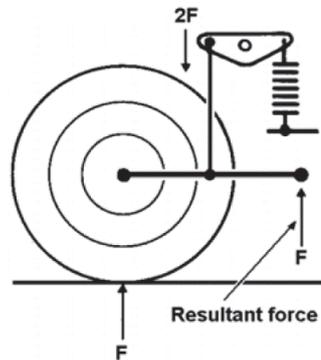
- Fáciles de ajustar ya que sólo tiene un amortiguador
- Menos masa no suspendida
- Gran amplitud vertical para la rueda

Pero este diseño, a su vez también acarrea ciertos inconvenientes:

- Las fuerzas que aparecen en la unión del basculante con el chasis son mucho mayores a las que aparecían en el sistema tradicional sobre el eje de la rueda
- El amortiguador no disipa el calor almacenado tan fácilmente.

- No se consiguen las curvas de progresividad deseadas en el sistema de amortiguación.

Para obtener las curvas de progresividad deseadas, se introdujo una articulación adicional en los sistemas de brazo oscilante, obteniendo conjuntos de 4 barras articuladas,



**Figura 3.59.** Sistema de bieletas

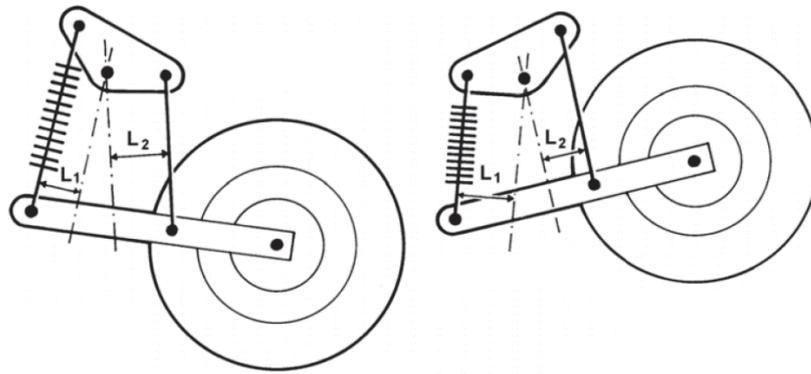
#### 3.4.3.4.1 Constante efectiva del muelle

A no ser que el amortiguador esté montado como la figura 3.57 (vertical-tradicional), es decir, completamente vertical, la constante en la rueda será diferente de la constante del amortiguador, normalmente será menor.

Si los amortiguadores están demasiado o muy pocos inclinados, la variación de la constante a lo largo del recorrido podrá a llegar a ser regresiva, es decir, la constante disminuye conforme aumenta la compresión.

#### 3.4.3.4.2 Sistema de bieletas

Cuando se comenzó a querer aumentar el recorrido de las suspensiones, se empezó a poner atención en aquellos diseños que aplicaban algún tipo de palanca al amortiguador para reducir su movimiento longitudinal ya que resultaba complicado conseguir unos movimientos tan grandes con la ubicación tradicional de los amortiguadores. Estos sistemas permite utilizar un único amortiguador con un movimiento reducido y un buen control geométrico de las propiedades de la constante del muelle, pudiéndose conseguir fácilmente progresividad, regresividad y combinaciones de ambas.

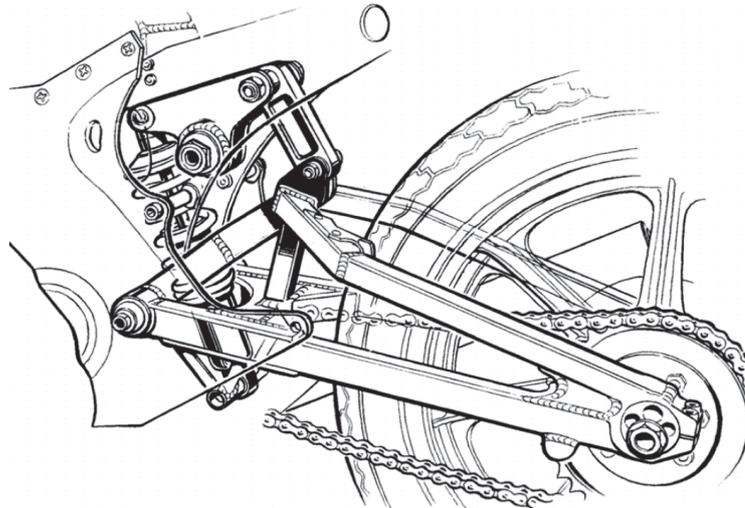


**Figura 3.60.** Sistema de bieletas.

En la figura 3.60 se observa cómo debido a que la relación entre  $L_1$  y  $L_2$  varía con el movimiento de la rueda, este sistema de suspensión trasera da lugar a una constante progresiva tanto para el muelle como para el amortiguador. En la posición extendida el lado conectado al basculante tiene una mayor ventaja mecánica y por consiguiente la constante será más blanda que cuando el sistema está comprimido.

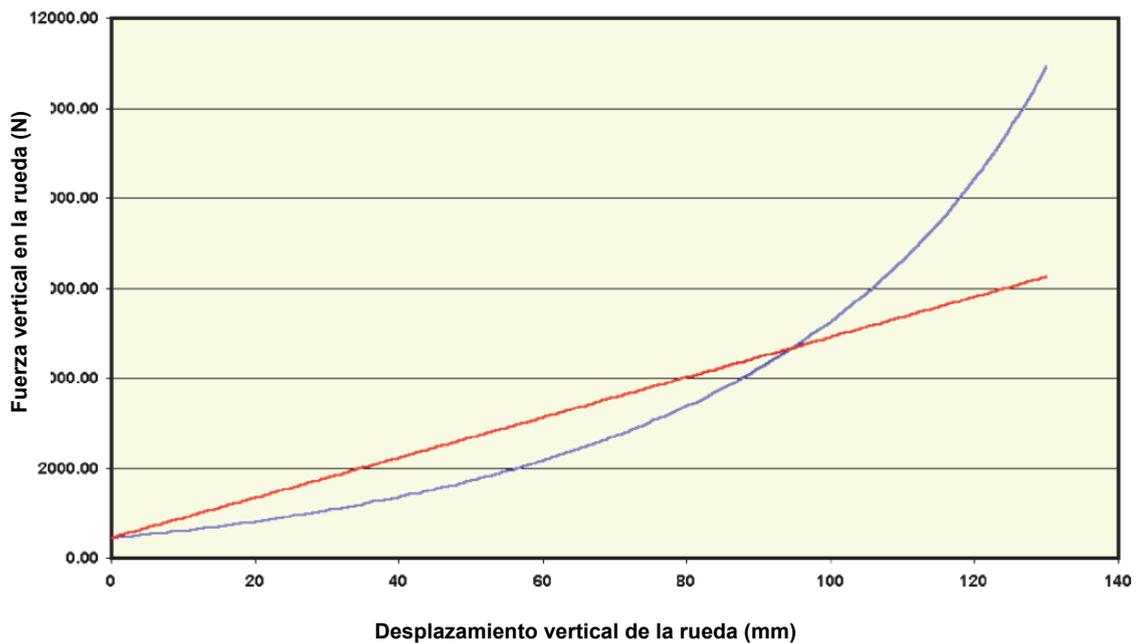
Para comparar diseños diferentes de suspensiones, sólo hace falta considerar unas pocas características:

- Peso del sistema.
- Masa no suspendida.
- Integridad estructural.
- Características de la constante del muelle y de amortiguación, es decir, cómo varía la constante con la compresión de la suspensión.
- Compacidad, al ser el espacio un factor de gran importancia en la actualidad. El amortiguador necesita un flujo de aire para poder refrigerarse por lo que habrá que estudiar bien donde colocarlo.
- El número de articulaciones debido a que cada una es una fuente de rozamiento y holguras, siendo ambas cosas perjudiciales para el buen comportamiento de la suspensión. Por tanto es conveniente minimizar el número de articulaciones.



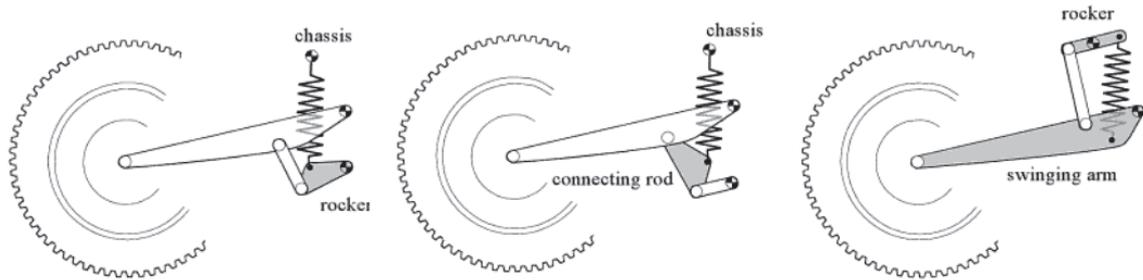
**Figura 3.61.** Sistema de bieletas.

En un sistema progresivo se buscan unos valores óptimos para la rigidez, tanto para desplazamientos pequeños, como para grandes desplazamientos. En los primeros buscaremos cierto confort para el piloto, y en el caso de grandes desplazamientos, perseguiremos la estabilidad de la moto.



**Figura 3.62.** Curvas de sistema lineal y progresivo

Dentro del sistema de bieletas, nos encontraremos con distintos tipos de configuraciones geométricas:



**Figura 3.63.** Configuraciones diferentes de sistemas de bieleta

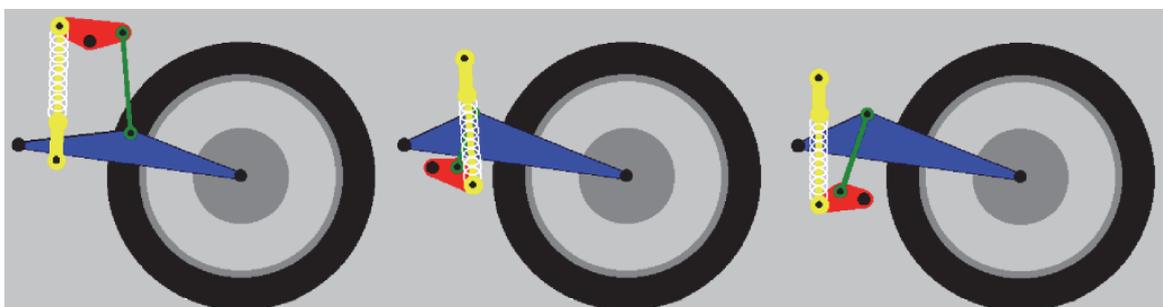
Las distintas configuraciones que se muestran, únicamente se diferencian por los distintos puntos de unión que aparecen entre los diferentes elementos.

El primero de ellos denominado UniTrack, fue diseñado por Kawasaki, el segundo llamado Pro-Link, diseñado por Honda, y el tercero Full Floater, diseñado por Suzuki. (Este último de diferencia de los dos anteriores en que el conjunto muelle-amortiguador no va unido directamente al chasis de la motocicleta).

#### 3.4.3.4.2.1 UniTrack

En esta configuración, tal y como se aprecia en la imagen 3.64, la bieleta va unida al basculante y el conjunto muelle-amortiguador va unido al chasis de la motocicleta. A su vez, el balancín va unido al chasis, bieleta y conjunto amortiguador.

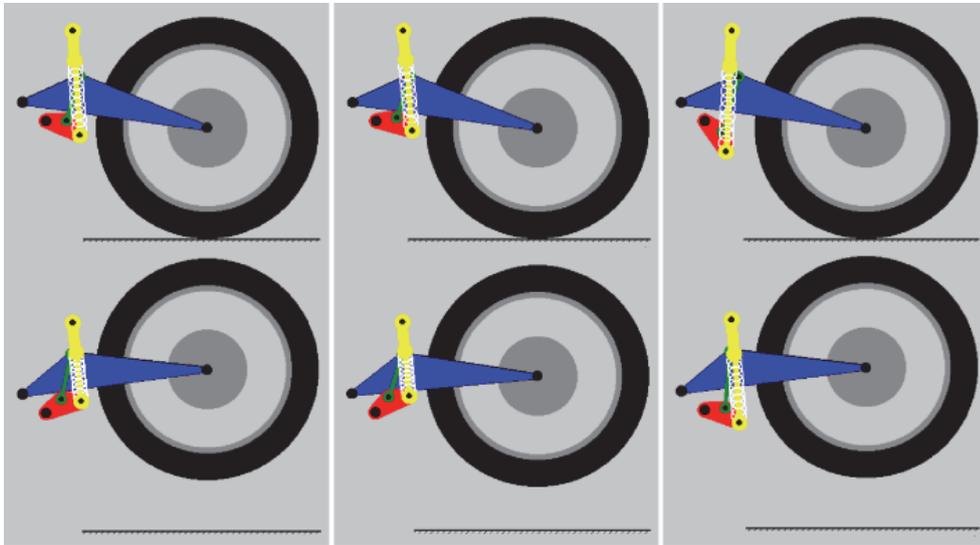
En este caso el balancín, sólo puede trazar una trayectoria circular alrededor del punto de anclaje al chasis. Por lo tanto para obtener distintas curvas de rigidez tendremos que modificar las longitudes de los elementos, así como el ángulo que forman entre ellos.



**Figura 3.64.** Distintas configuraciones para el sistema UniTrack

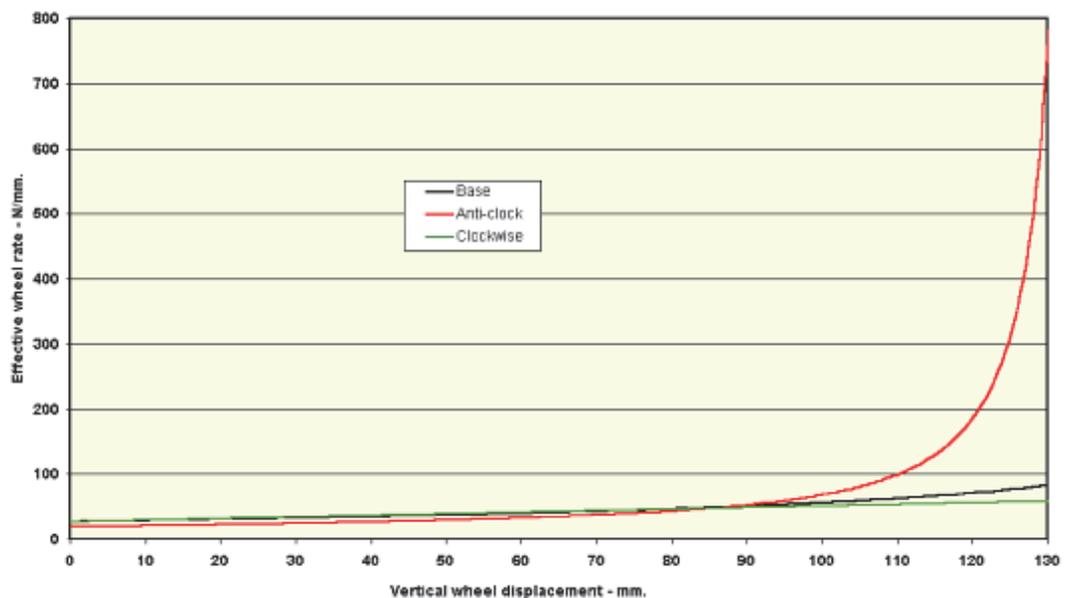
Tomemos como ejemplo el caso central de la figura 3.64 anterior. En la figura 3.65 siguiente, a esta configuración inicial le realizaremos dos cambios: giramos el

balancín en sentido anti-horario reduciendo las dimensiones de la bieleta (imagen central), y giramos el balancín en sentido horario aumentando la longitud de la bieleta (imagen de la derecha). Ambos casos se someten a una fuerza vertical a la rueda y se obtiene las rigideces equivalentes de cada una de las configuraciones.



**Figura 3.65.** Variaciones sobre la configuración central de la imagen 3.64

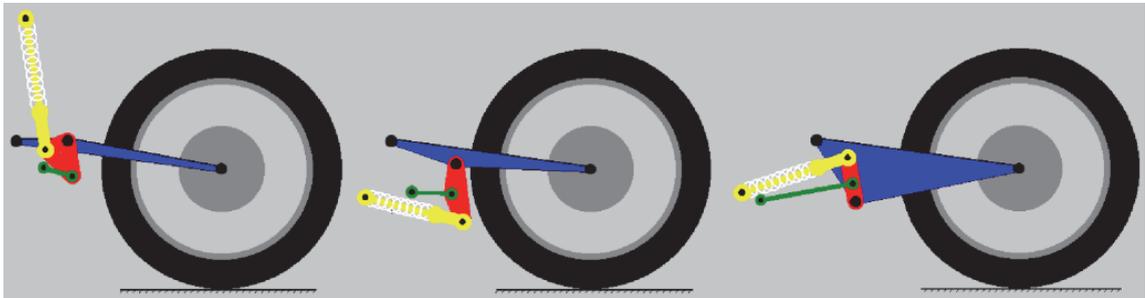
Estas pequeñas variaciones en la configuración, nos pueden proporcionar substanciales cambios en la rigidez efectiva de la suspensión



**Figura 3.66.** Rigidez de la rueda frente a desplazamiento vertical de la misma

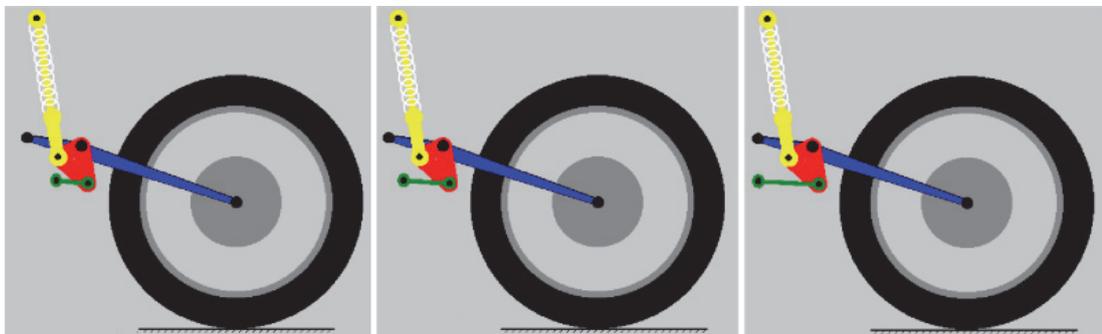
### 3.4.3.4.2 Pro-Link

Esta configuración se caracteriza por permitir una rotación y traslación al balancín, de forma que este pueda permitir un movimiento prácticamente rectilíneo al amortiguador.

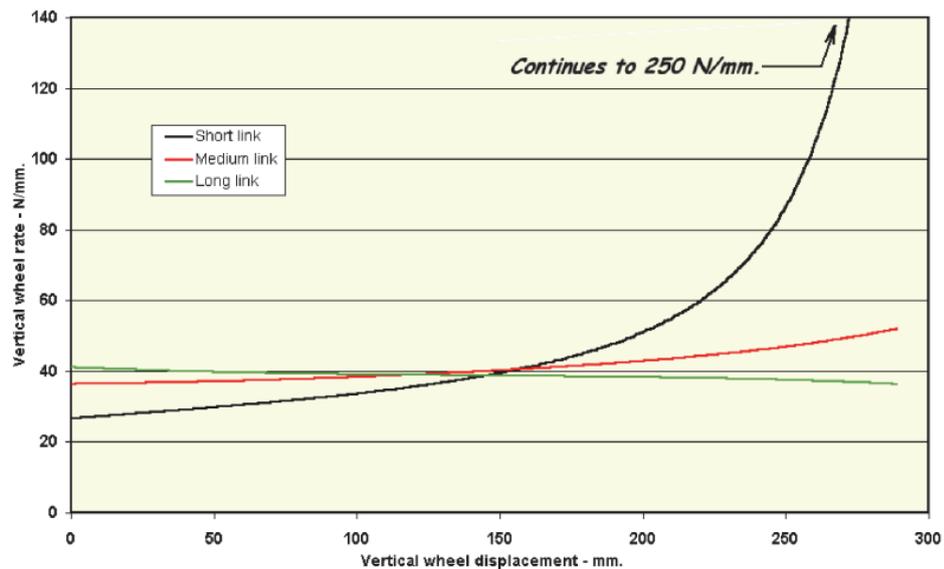


**Figura 3.67.** Distintas configuraciones para el sistema Pro-Link

En este caso también, tomando como base la configuración de la izquierda de la figura 3.67, realizando pequeñas modificaciones en la longitud de la bieleta y desplazando el punto de anclaje al chasis hacia la izquierda, obtendremos distintas curvas de rigidez para la rueda.



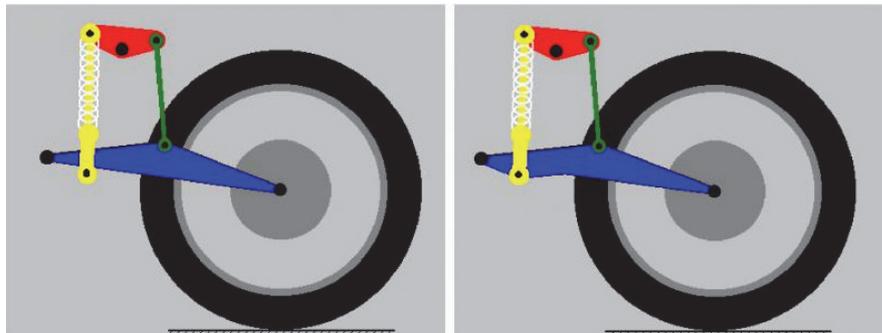
**Figura 3.68.** Variaciones sobre la configuración de la izquierda de la imagen 3.67



**Figura 3.69.** Rigidez de la rueda frente a desplazamiento vertical de la misma

#### 3.4.3.4.2.3 Full Floater

Esta configuración se caracteriza por el hecho de que el amortiguador no va unido al chasis, sino que va al basculante y al balancín. Este hace que el amortiguador se comprima por ambos extremos cuando la rueda suba hacia arriba.

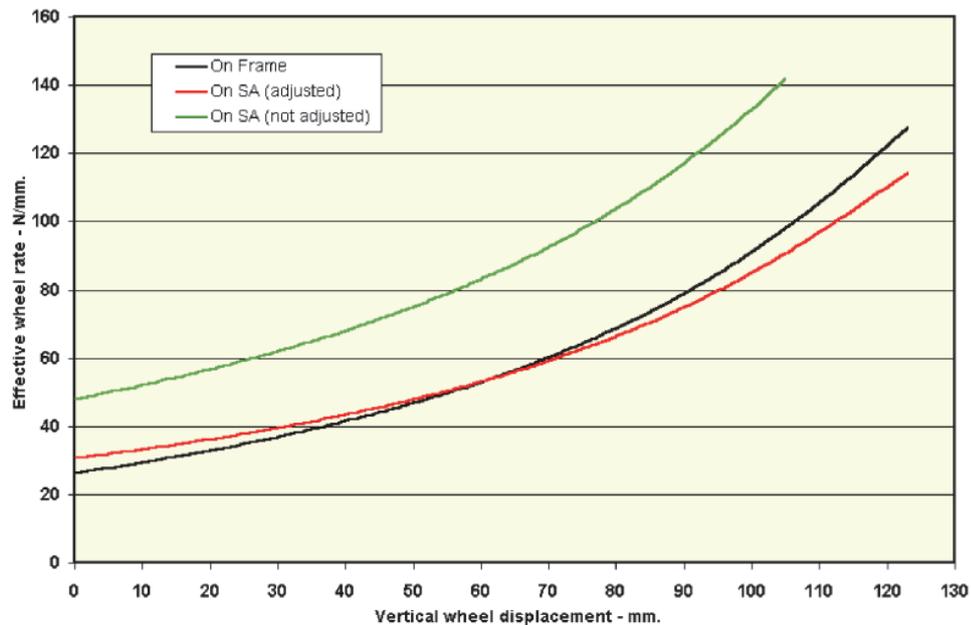


**Figura 3.70.** Izquierda sistema UniTrack. Derecha sistema Full Floater

Supongamos los dos sistemas representados en las figuras anteriores, con los mismos y dimensiones, pero en el primero con el amortiguador sujeto al bastidor y en el segundo unido al basculante (Swing-Arm).

En el siguiente gráfico 3.71 se muestran 3 curvas diferentes. La primera (negro) muestra la rigidez en la rueda frente a el desplazamiento vertical de la misma para una disposición del amortiguador montado en el bastidor. La segunda (verde) corresponde a un sistema progresivo con el amortiguador montado en el

basculante, sin regular los parámetros. Y por último, la tercera curva (rojo) muestra las características con la rigidez del muelle, la precarga y el recorrido del amortiguador ajustados para dar la misma holgura estática y el mismo desplazamiento completo del muelle así como el mismo almacenamiento de energía que en el caso de estar montado en el bastidor.



**Figura 3.71.** Izquierda sistema UniTrack. Derecha sistema Full Floater

Comparando la curva obtenida con el amortiguador montado al bastidor y con el amortiguador montado en el basculante, se observa que este segundo profiere a la rueda mayor rigidez en el primer recorrido de la suspensión, mientras que en el recorrido final la rigidez en la rueda es menor que la que se le transmite con el amortiguador montado en el bastidor.

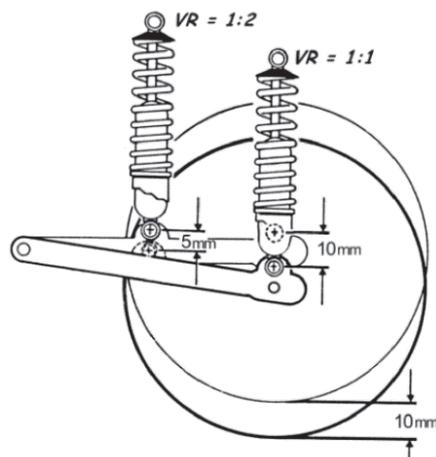
Sin cambiar las propiedades de absorción para el caso del amortiguador en el basculante, se observa que la rigidez en la rueda es mayor, además disminuye el desplazamiento de la rueda.

### 3.4.3.5 Rigidez Reducida o equivalente de la suspensión

A no ser que el amortiguador esté montado como la figura 3.57, es decir, completamente vertical sobre el eje de la rueda, la rigidez del sistema de amortiguación será diferente a la rigidez equivalente de la rueda, esto es, a la rigidez que tendría un amortiguamiento colocado en la rueda de forma vertical.

Por lo tanto, a la hora de diseñar un sistema de amortiguamiento, uno de los factores a tener en cuenta es la rigidez efectiva deseada en la rueda.

Supongamos el ejemplo ilustrado en la figura 3.72. Si nuestro amortiguador estuviera directamente colocado en el eje de la rueda, y si ésta sufriera un desplazamiento vertical de 10mm, el amortiguador sufriría una contracción del mismo valor. Sin embargo, si el amortiguador estuviera colocado a medio camino entre el eje de la rueda y el punto de unión del basculante con el chasis, sería fácilmente deducible geoméricamente que en este caso se comprimiría justo la mitad.



**Figura 3.72.** Comparativa de relaciones de compresión

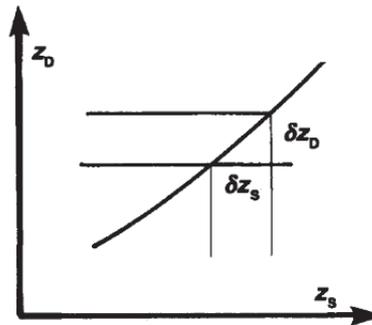
#### 3.4.3.5.1 Ratio del Movimiento o Relación de Velocidades

En general, la relación entre la distancia recorrida por la rueda en un bache y la longitud comprimida por el amortiguador no es de 1:1, es más, ni siquiera tendrán una relación lineal.

Definiremos el Ratio del Movimiento como la relación entre la longitud que se comprime el amortiguador y la distancia vertical recorrida por la rueda debido a un bache.

$$\tau = \frac{\delta_{LA}}{\delta_{YR}} = \frac{L_m - L_{m0}}{y_c} \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

Tal y como hemos dicho, esta relación en general no es lineal:

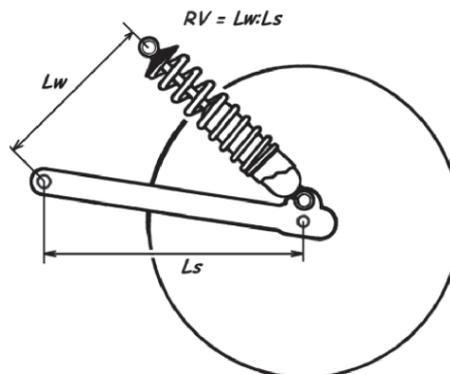


**Figura 3.73.** Relación entre desplazamientos de la suspensión y de la rueda

Si estudiáramos esta relación para desplazamientos de la rueda infinitesimalmente pequeños, tendríamos una relación diferencial entre ambos valores, donde introduciendo el elemento tiempo, aparecerían la velocidad de compresión del amortiguador y la velocidad de elevación de la rueda:

$$\tau = \frac{\delta_{L_m}}{\delta_{y_c}} = \frac{dL_m}{dy_c} = \frac{dL_m/dt}{dy_c/dt} = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

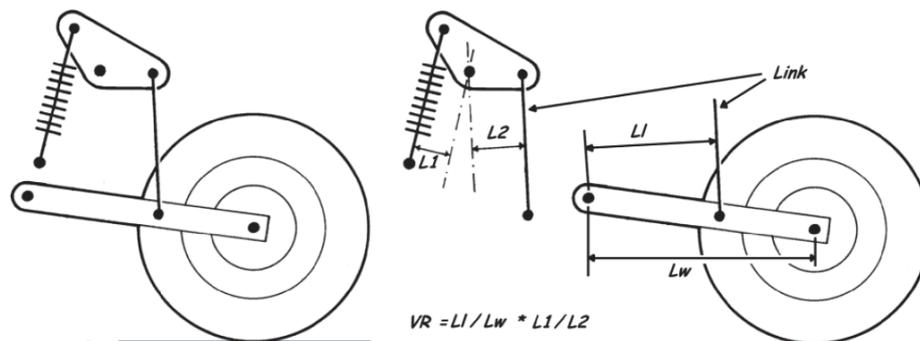
En los mecanismos de suspensión, las velocidades de todos los elementos estarán relacionadas por ecuaciones cinemáticas básicas, que a su vez, estarán ligadas por las condiciones geométricas del conjunto. De esta manera, esta relación de velocidades se puede transformar en una relación de longitudes.



**Figura 3.74.** Relación de velocidades en sistema tradicional

### 3.4.3.5.2 Relación de Velocidades en sistemas de bieletas

En sistemas articulados más complejos, como los sistemas de suspensión por bieletas descritos en capítulos anteriores, esta relación de velocidades se puede obtener descomponiendo el sistema en mecanismos más sencillos, multiplicando posteriormente las relaciones de cada uno de ellos, como se ve en la figura 3.75.



**Figura 3.75.** Relación de velocidades del sistema UniTrack

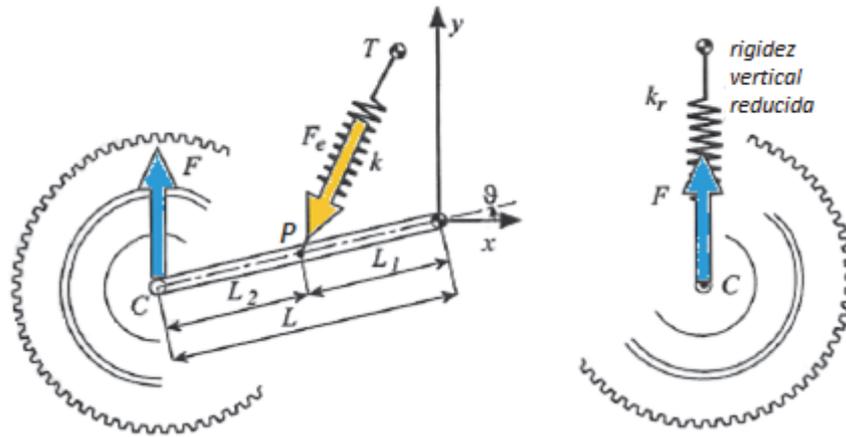
En esta relación de velocidades, la relación  $L1/L2$  no se mantiene constante, tal y como se vio en la figura 3.60. La rueda en su movimiento vertical, hace que la longitud  $L1$  vaya aumentando y vaya disminuyendo el valor de  $L2$ . De esta manera, la relación de velocidades va aumentando según la rueda se desplaza hacia arriba.

En definitiva, esta relación de velocidades y su dependencia al desplazamiento vertical de la rueda, hacen que podamos diseñar sistemas de suspensión con las características progresivas (o regresivas) deseadas.

### 3.4.3.5.3 Rigidez reducida de la suspensión

Tal y como se ha visto hasta ahora, se puede decir que es más importante la relación entre el desplazamiento vertical de la rueda y la fuerza aplicada que las características físicas de la unidad muelle-amortiguador. Por lo tanto, a la hora de estudiar las características de la suspensión trasera de una motocicleta, ineludiblemente lo tenemos que reducir a su equivalente vertical, con una rigidez vertical equivalente, para así definir la rigidez deseada en la rueda (progresiva/regresiva) y luego trasladar esta rigidez a nuestro sistema real.

Para ello, vamos a estudiar el sistema clásico de suspensión (por su relativa sencillez) representado en la figura 3.76, y extrapolaremos sus resultados a los sistemas más complejos de bieletas.



**Figura 3.76.** Sistema clásico de suspensión y equivalente reducido

Como ya sabemos, la fuerza ejercida por el resorte es proporcional a la deformación del mismo:

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0}) \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

Donde  $k$  es la rigidez o Constante Elástica del muelle,  $L_{m0}$  es la longitud inicial del muelle y  $L_m$  la longitud del muelle una vez deformado.

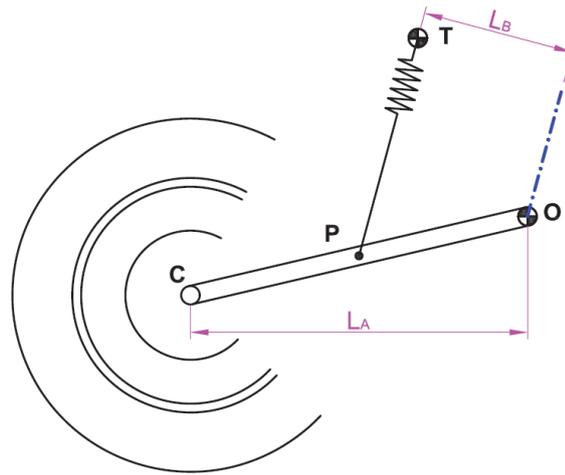
La relación entre la fuerza que ejercemos sobre la rueda y la que realiza el muelle, viene dada por la expresión:

$$F = F_e \cdot \tau \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

Donde  $\tau$  es la Relación de Velocidades definido en el apartado anterior, que por definición, como ya sabemos, es la relación entre las velocidades con la que se comprime el muelle y con la que sube la rueda. Para esta configuración en concreto, se puede demostrar (ver apartado 3.5.1.1 del presente documento) que:

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_C} = \frac{L_B}{L_A} \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

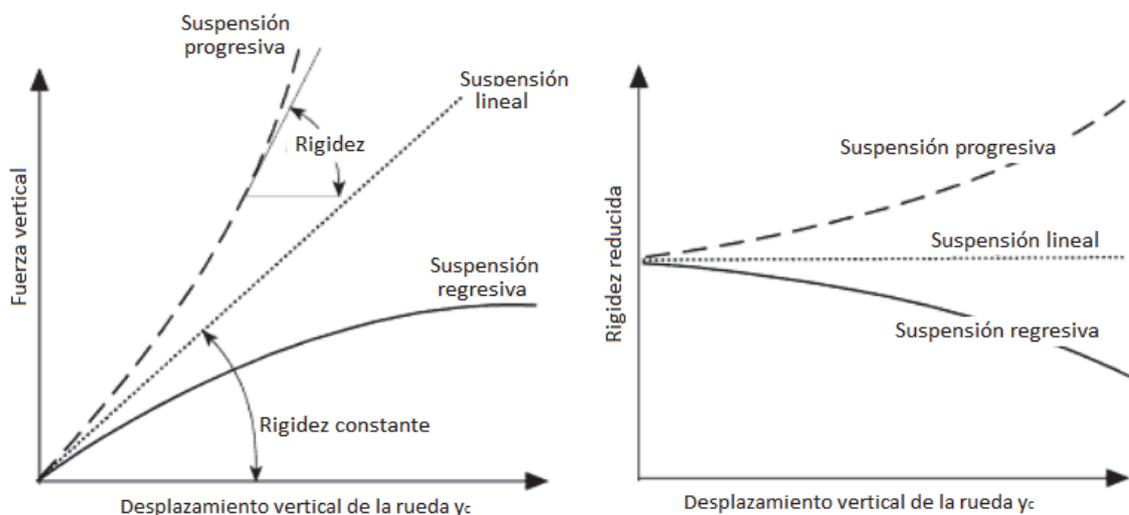
Donde tal y como aparece en la figura 3.77,  $L_A$  es la proyección horizontal del basculante y  $L_B$  la mínima distancia desde el origen al resorte.



**Figura 3.77.** Distancias que definen la relación de velocidades

De esta imagen es fácilmente deducible, que dicha relación de velocidades no se mantiene constante a lo largo del movimiento de la rueda.

Como ya se ha dicho anteriormente, en un muelle la fuerza ejercida por el mismo es proporcional a la deformación, pero por lo general, entre la fuerza  $F$  que ejercemos en la rueda y el desplazamiento vertical que sufre la misma, no existe una relación de proporcionalidad directa tal y como podemos ver en la figura 3.78. Por lo tanto, para encontrar el valor de la rigidez reducida para cada uno de los valores de desplazamiento de la rueda, tenemos que encontrar la pendiente de la curva que relaciona dicha fuerza con el desplazamiento vertical.



**Figura 3.78.** Curvas de progresividad

Por lo tanto, el valor de la rigidez reducida vendrá dada por la expresión:

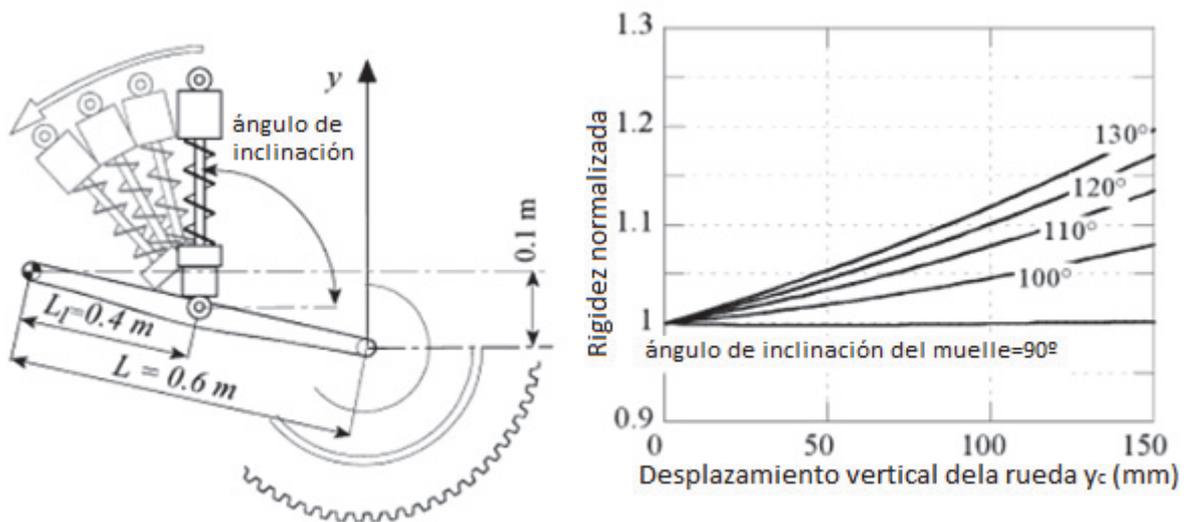
$$k_r = \frac{dF}{dy_c} \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Donde se puede demostrar que para pequeñas oscilaciones de la rueda (ver capítulo 3.5 del presente documento):

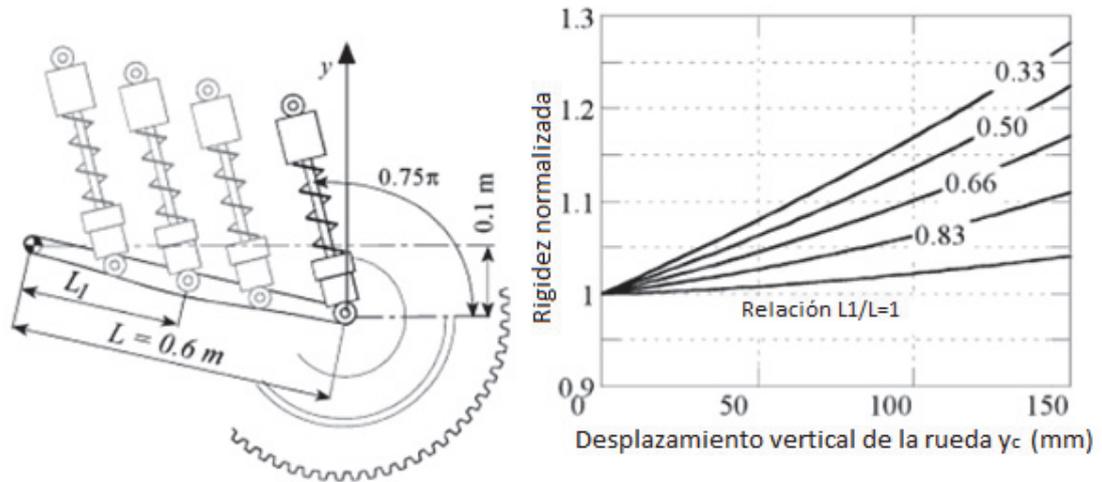
$$k_r = \frac{dF}{dy_c} \cong K \cdot \tau^2 \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

De esta manera, conociendo la construcción geométrica de nuestra suspensión, podemos obtener el valor de la rigidez reducida y así optimizar nuestro diseño hasta ajustarlo a los valores deseados.

Para comprender mejor como afecta la construcción geométrica de la suspensión a la rigidez de la misma, véanse las imágenes 3.79 y 3.80 donde aparecen representadas las distintas variaciones en función del ángulo de inclinación del resorte y su distancia al eje de la rueda.



**Figura 3.79.** Variación de la progresividad con el ángulo de inclinación



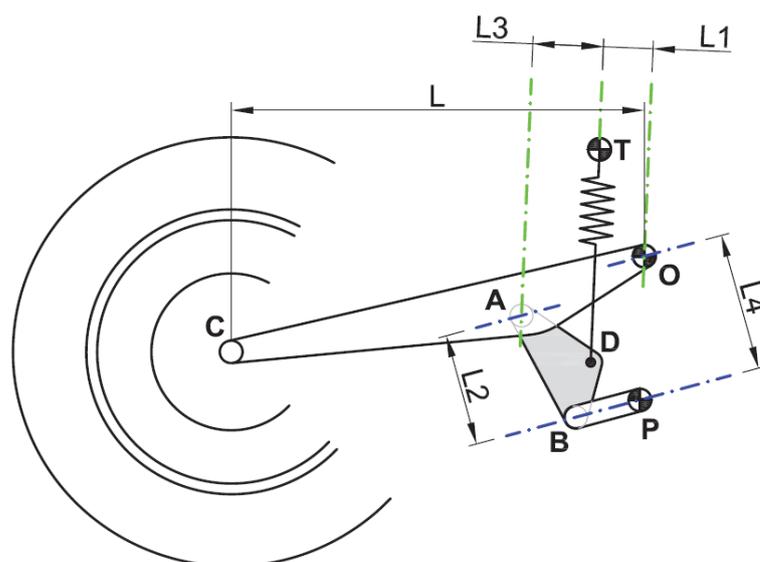
**Figura 3.80.** Variación de la progresividad con la distancia al eje de la rueda

#### 3.4.3.5.4 Rigidez reducida del sistema Pro-Link

El desarrollo teórico realizado en el apartado anterior es válido para cualquier tipo de suspensión que tengamos, esto es, para pequeñas oscilaciones siempre se cumplirá que (según la ecuación 3.8):

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} \cong K \cdot \tau^2$$

Evidentemente, al cambiar la configuración geométrica de la suspensión, lo que cambia es la Relación de Velocidades.



**Figura 3.81.** Distancias definidas para obtener la Relación de Velocidades

Tal y como se demuestra en el siguiente capítulo, la relación de velocidades para el sistema Pro-Link vendrá dada por la expresión:

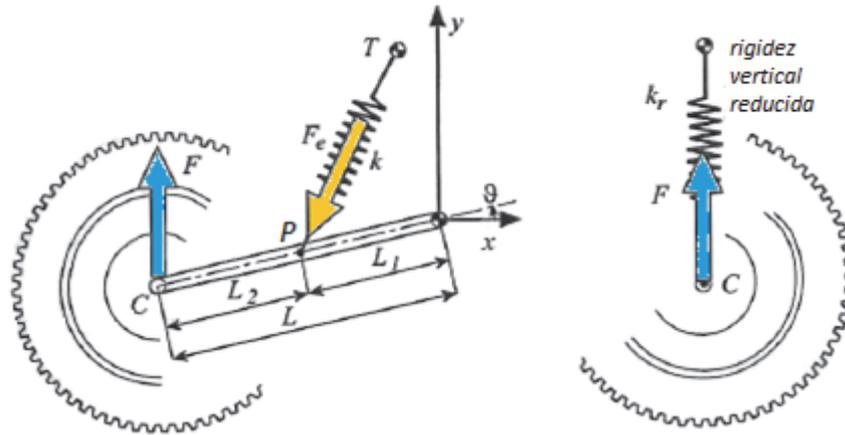
$$\tau = \frac{L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4}{L \cdot L_2} \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

La ventaja de este sistema respecto del sistema tradicional, es que la Relación de Velocidades depende de más parámetros con lo que el afinado en la suspensión puede ser mucho mayor, así como la obtención de suspensiones regulables, por ejemplo modificando la longitud de la bieleta.

Por el contrario, al ser un sistema más complejo y tener más puntos de unión entre distintos elementos, pueden aparecer problemas de holgura y ajuste entre ellos.

### 3.5 Rigidez Reducida y Relación de Velocidades

Como ya se introdujo en el capítulo anterior, la relación más importante en cualquier tipo de suspensión, es la que hay entre la fuerza aplicada sobre la rueda y el desplazamiento vertical que produce la misma. Para ello es necesario obtener el valor de la Rigidez Reducida de la suspensión, la cual nos relacionará los dos parámetros anteriormente mencionados.



**Figura 3.82.** Sistema clásico de suspensión y equivalente reducido

Como ya sabemos, la fuerza ejercida por el resorte es proporcional a la deformación del mismo:

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0}) \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

Donde  $k$  es la rigidez o Constante Elástica del muelle,  $L_{m0}$  es la longitud inicial del muelle y  $L_m$  la longitud del muelle una vez deformado.

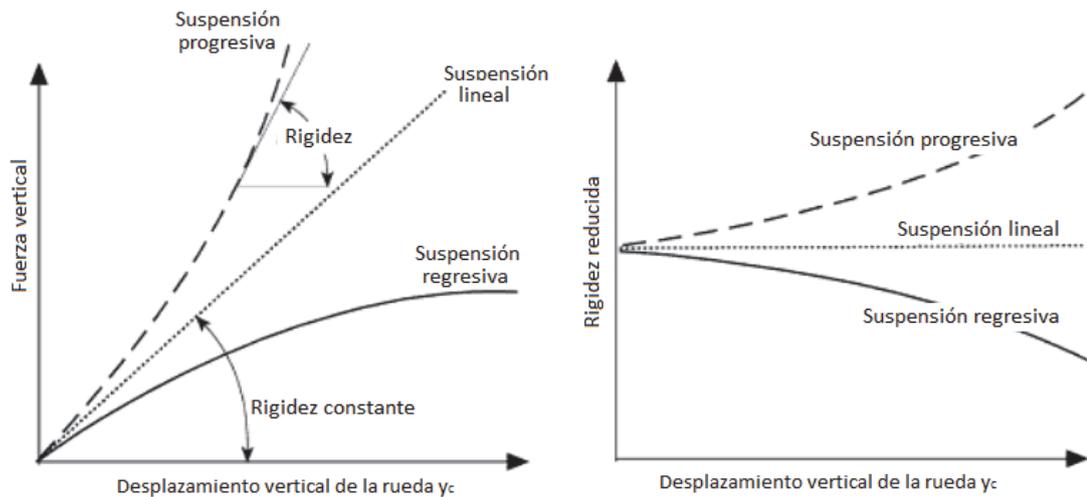
La relación entre la fuerza que ejercemos sobre la rueda y la que realiza el muelle, viene dada por la expresión:

$$F = F_e \cdot \tau \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

Donde como ya sabemos:

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_C} \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

Por lo general, entre la fuerza  $F$  que ejercemos en la rueda y el desplazamiento vertical que sufre la misma, no existe una relación de proporcionalidad directa tal y como podemos ver en la figura 3.83. Por lo tanto, para encontrar el valor de la rigidez reducida para cada uno de los valores de desplazamiento de la rueda, tenemos que encontrar la pendiente de la curva que relaciona dicha fuerza con el desplazamiento vertical.



**Figura 3.83.** Curvas de progresividad

Por lo tanto, el valor de la rigidez reducida vendrá dada por la expresión:

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Utilizando las ecuaciones 3.3, 3.4 y 3.5 anteriores:

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} = \frac{d(F_e \cdot \tau)}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau + F_e \cdot \frac{d\tau}{dy_c} \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Tal y como demostraremos experimentalmente, el segundo sumando, para pequeños desplazamientos de la rueda, se puede despreciar ya que  $\tau$  permanece constante. Por lo tanto la ecuación resultante es:

$$k_r \cong \frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau = \frac{d[k \cdot (L_m - L_{m0})]}{dy_c} \cdot \tau = k \cdot \frac{dL_m}{dy_c} \cdot \tau = k \cdot \frac{dL_m/dt}{dy_c/dt} \cdot \tau = k \cdot \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} \cdot \tau$$

$$k_r = k \cdot \tau^2 \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

Una vez encontrado una expresión general para la rigidez reducida de la suspensión, en los siguientes apartados encontraremos expresiones particularizadas para cada uno de los casos a estudiar.

La forma de obtener la Relación de Velocidades de una suspensión no es única y se puede obtener tanto estudiando el equilibrio de fuerzas que aparece en el sistema así como por el estudio cinemático del mismo, tal y como se puede deducir de las ecuaciones 3.7 y 3.11 anteriores.

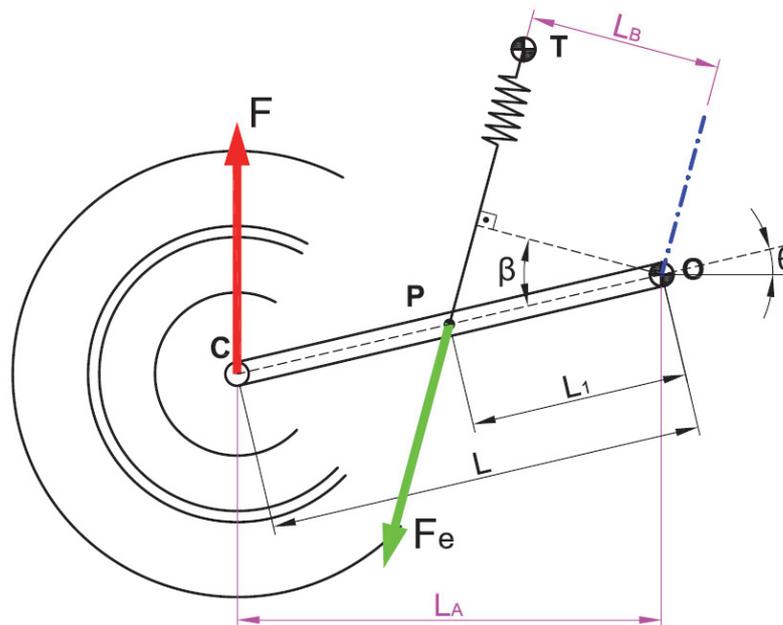
- **Equilibrio de Fuerzas:** Para estudiar y obtener el valor de la Relación de Velocidades, se plantearán equilibrios estáticos para cualquier posición de forma genérica. Las motocicletas en su movimiento se encontrarán con infinidad de situaciones que afectarán a la suspensión igualmente de formas muy diferentes. Por ejemplo, el hecho de pasar por un mismo bache a distintas velocidades conlleva efectos totalmente diferentes sobre la suspensión. En los momentos de aceleración o frenada, la afcción sobre la suspensión dependerá de la intensidad, de si lo estamos haciendo en pendiente... Tendremos infinitas combinaciones diferentes que en la realidad es totalmente imposible estudiarlas cada uno por separado. En todas estas situaciones, siempre se alcanzará un punto de máxima elevación de la rueda en el que aparecerá un equilibrio con la fuerza que ejerce el muelle, y este será el punto que nosotros estudiaremos de forma genérica.
- **Estudio de Velocidades.** Los mecanismos que estudiaremos son relativamente sencillos, siendo el cuadrilátero articulado el más complejo de ellos. Es bien sabido que en estos mecanismos, conociendo un dato de entrada, por ejemplo la velocidad de un punto, la velocidad del resto de los elementos viene definido por las características geométricas del mecanismo. Por lo tanto, la velocidad con la que sube la rueda y la velocidad de compresión del muelle del sistema de suspensión estarán relacionados por las características geométricas del mecanismo.

### 3.5.1 Sistema de suspensión tradicional

Siguiendo las explicaciones dadas anteriormente, trataremos de encontrar la Relación de Velocidades del sistema de suspensión tradicional de las dos maneras anteriormente descritas.

#### 3.5.1.1 Equilibrio de Fuerzas

Las fuerzas que aparecen en el siguiente sistema tradicional, son la fuerza  $F$  ejercida sobre la rueda, la fuerza elástica  $F_e$  debido a la compresión del resorte y las reacciones en el punto de apoyo  $O$ . Éstas últimas no las tendremos en cuenta ya que tomaremos momentos respecto de dicho punto.



**Figura 3.84.** Equilibrio de fuerzas en sistema tradicional

$$\sum \vec{M}_O = 0 \quad (\text{Ecuación 3.12})$$

Tal y como hemos comentado, las posiciones que estudiaremos serán posiciones de equilibrio, sin tener en cuenta el cómo hemos llegado a estas posiciones. Por lo tanto aplicando la ecuación de la estática 3.12 anterior para la situación descrita en la Figura 3.84 tenemos que:

$$- OC \cdot \cos \theta \cdot F + F_e \cdot OP \cdot \cos \beta = 0$$

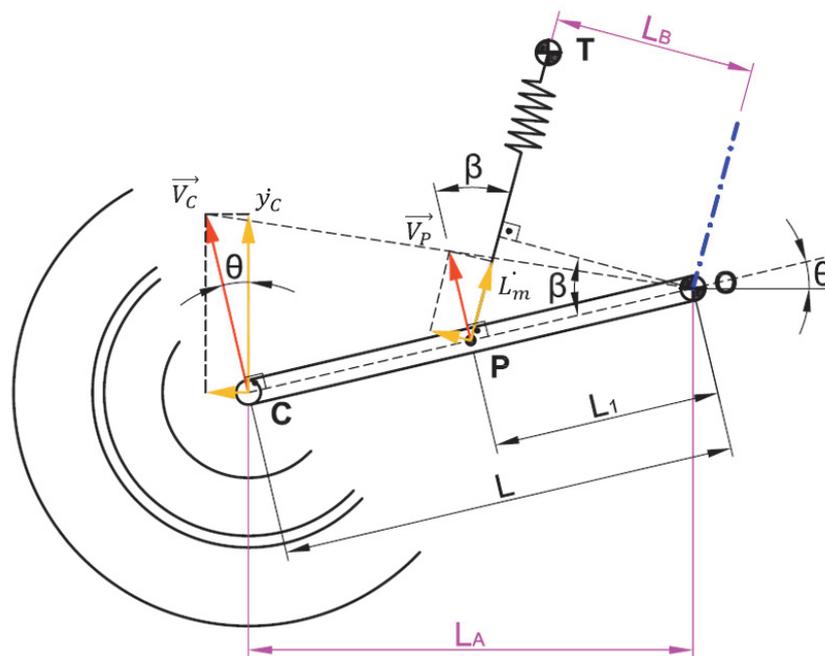
$$F = F_e \cdot \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} = F_e \cdot \frac{L_B}{L_A}$$

De donde podemos deducir que la Relación de Velocidades tiene como expresión:

$$\tau = \frac{L_B}{L_A}$$

### 3.5.1.2 Estudio de velocidades

Teniendo en cuenta que los puntos P y C pertenecen a la misma barra, y que la barra tiene un punto fijo O, sus velocidades serán perpendiculares a la barra y proporcionales a las distancia que les separa del punto O, tal y como viene representado en la figura 3.85.



**Figura 3.85.** Velocidades en el sistema tradicional

Por lo tanto, las velocidades de los puntos P y C serán:

$$\vec{V}_C = \dot{\theta} \cdot \overline{OC} \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

$$\vec{V}_P = \dot{\theta} \cdot \overline{OP} \quad (\text{Ecuación 3.14})$$

En el caso de la velocidad del punto C, la descompondremos en sus componentes horizontal y vertical, de donde para la componente vertical se puede deducir:

$$y_c = V_C \cdot \cos \theta = \dot{\theta} \cdot \overline{OC} \cdot \cos \theta = \dot{\theta} \cdot L_A \quad (\text{Ecuación 3.15})$$

Para el punto P, descompondremos su velocidad en dirección paralela y perpendicular al resorte, de donde la componente en dirección del resorte será:

$$\dot{L}_m = V_P \cdot \cos \beta = \dot{\theta} \cdot \overline{OP} \cdot \cos \beta = \dot{\theta} \cdot L_B \quad (\text{Ecuación 3.16})$$

Y aplicando la definición de la Relación de Velocidades según la ecuación 3.3 y utilizando las ecuaciones 3.15 y 3.16 obtenidas:

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_C} = \frac{\dot{\theta} \cdot L_B}{\dot{\theta} \cdot L_A} = \frac{L_B}{L_A}$$

Donde obtenemos la misma expresión a la obtenida en el apartado anterior.

### 3.5.1.3 Expresión matemática de la Relación de Velocidades

La relación de velocidad  $\tau$ , depende de las características geométricas del mecanismo de suspensión y varía con el desplazamiento vertical de la rueda.

En este apartado, trataremos de obtener una expresión matemática que nos proporcione el valor de la Relación de Velocidades para la suspensión tradicional en función de las longitudes  $L$ ,  $L_1$  y las coordenadas del punto T ( $X_T$ ,  $Y_T$ ) respecto de un origen situado en el punto O, punto de unión del basculante al chasis, según el esquema de la figura 3.76.

Tomando como base la expresión obtenida previamente para la Relación de Velocidades, podemos realizar la siguiente asimilación matemática:

$$\tau = \frac{L_B}{L_A}$$

$L_A$  es la proyección horizontal del segmento OC:

$$L_A = L \cdot \cos \theta$$

$L_B$  es la distancia entre el punto O y la recta formada por los puntos T y P.

Matemáticamente, una de las formas de obtener la distancia entre un punto de coordenadas O ( $X_0$ ,  $Y_0$ ) y una recta  $r: Ax + By + C = 0$  es:

$$d(O, r) = \frac{|Ax_0 + By_0 + C|}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

Para aplicar esta ecuación, es necesario determinar la ecuación de la recta  $r$ .

Supongamos dos puntos de coordenadas  $(x_1, y_1)$  y  $(x_2, y_2)$ . Para obtener la ecuación de la recta que pase por dichos puntos, utilizaremos la ecuación 3.18 siguiente:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (\text{Ecuación 3.18})$$

Por lo tanto para nuestro sistema en concreto:

$$\begin{cases} T(X_T, Y_T) \\ P(-L_1 \cdot \cos \theta, -L_1 \sin \theta) \end{cases} \rightarrow \frac{y - Y_T}{x - X_T} = \frac{-L_1 \sin \theta - Y_T}{-L_1 \cdot \cos \theta - X_T}$$

Operando obtenemos la siguiente ecuación para la recta:

$$r \equiv x \cdot (Y_T + L_1 \sin \theta) - y \cdot (X_T + L_1 \cdot \cos \theta) + L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \sin \theta) = 0$$

Una vez que tenemos la ecuación de la recta, obtenemos la distancia entre la recta  $r$  y el punto  $O(0, 0)$  utilizando la ecuación 3.17.

$$d(O, r) = \frac{|0 \cdot (Y_T + L_1 \sin \theta) - 0 \cdot (X_T + L_1 \cdot \cos \theta) + L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \sin \theta)|}{\sqrt{(Y_T + L_1 \sin \theta)^2 + (X_T + L_1 \cdot \cos \theta)^2}}$$

$$d(O, r) = \frac{|L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \sin \theta)|}{\sqrt{Y_T^2 + (L_1 \sin \theta)^2 + 2Y_T L_1 \sin \theta + X_T^2 + (L_1 \cdot \cos \theta)^2 + 2X_T L_1 \cdot \cos \theta}}$$

Como  $\sin^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$ :

$$L_B = d(O, r) = \frac{|L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \sin \theta)|}{\sqrt{L_1^2 + 2L_1(Y_T \sin \theta + X_T \cos \theta) + X_T^2 + Y_T^2}}$$

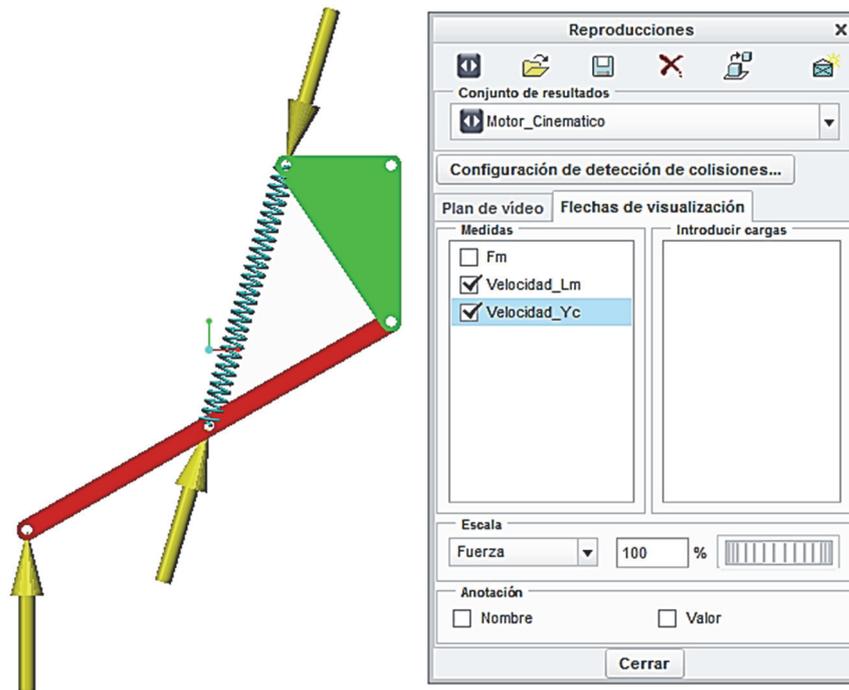
Y finalmente obtenemos la relación de velocidades  $\tau$ :

$$\tau = \frac{|L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \sin \theta)|}{\sqrt{L_1^2 + 2L_1(Y_T \sin \theta + X_T \cos \theta) + X_T^2 + Y_T^2}} \cdot \frac{1}{L \cos \theta} \quad (\text{Ecuación 3.19})$$

Con esta ecuación y la ayuda de una hoja Excel, se puede obtener en pocos minutos la curva de progresividad deseada para una suspensión tradicional.

### 3.5.1.4 Verificación computacional

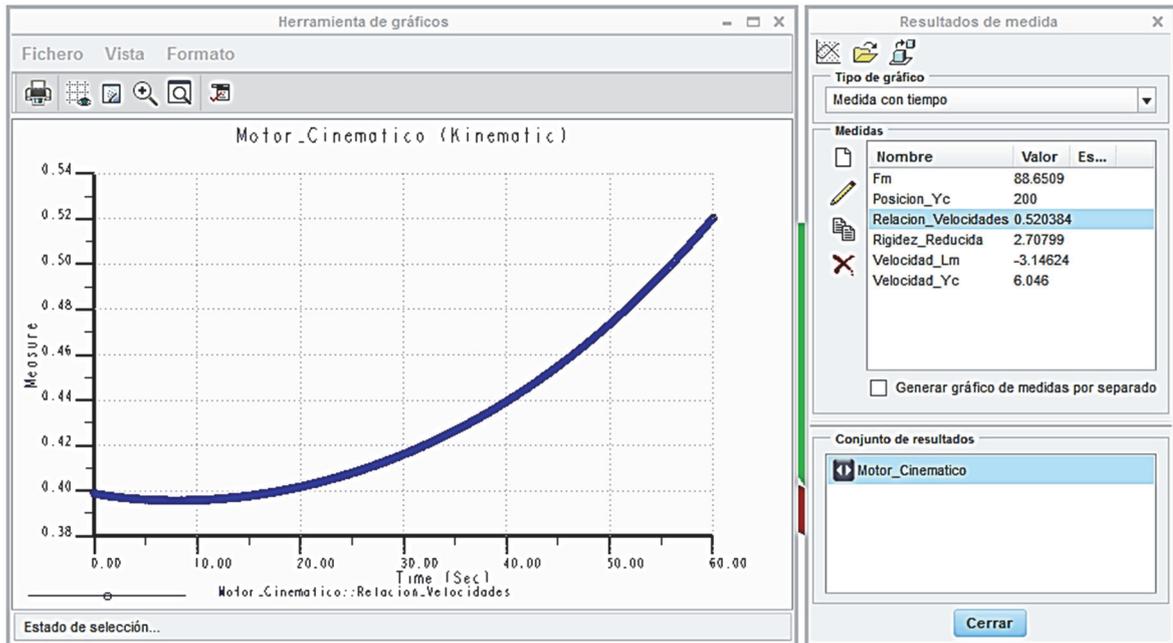
Para verificar la veracidad de las expresiones obtenidas, se ha utilizado el módulo de mecanismos del programa PTC Creo Parametric 2.0, donde después de montar el mecanismo de la figura 3.86 que simula nuestra suspensión tradicional, se le ha añadido un motor cinemático en el origen del basculante y se ha hecho girar la misma entre -30 y 30 grados sexagesimales.



**Figura 3.86.** Idealización del sistema de suspensión tradicional en Creo

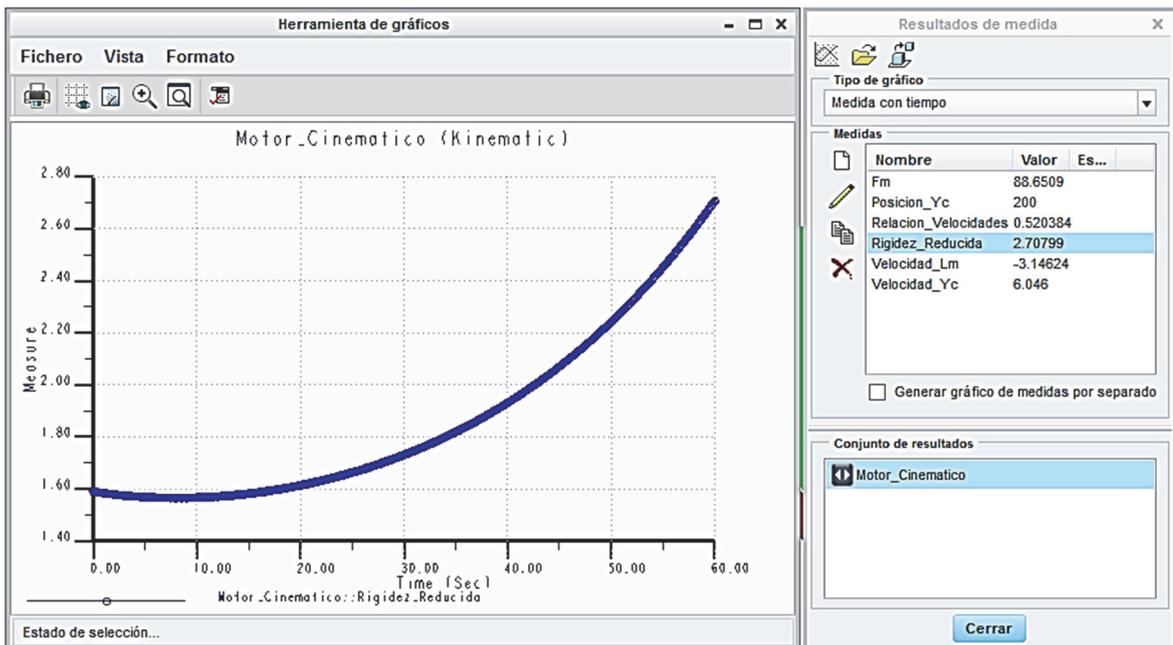
En este proceso se le ha pedido al programa que mida la velocidad vertical del extremo C y la velocidad con la que se comprime el muelle con el objeto de obtener la Relación de Velocidades.

Una vez medidos estos dos parámetros, el mismo programa nos puede proporcionar la curva de la Rigidez Reducida de la suspensión, introduciendo en el programa la ecuación 3.3 que nos define dicho valor.



**Figura 3.87.** Relación de Velocidades obtenida con Creo Parametrics

De la misma manera representamos la curva de la Rigidez Reducida obtenida con Creo Parametric utilizando una rigidez para el muelle de 10N/mm.



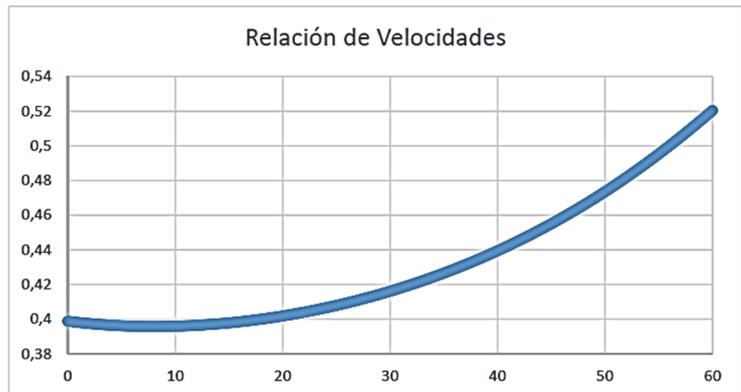
**Figura 3.88.** Curva de Rigidez Reducida obtenida con Creo Parametrics

Para la misma configuración geométrica,  $L=400\text{mm}$ ,  $L_1=200\text{mm}$ ,  $X_T=-100\text{mm}$  y  $Y_T=150\text{mm}$ , y dándole valores de entre  $-30$  y  $30$  grados a la inclinación del basculante, se ha aplicado la ecuación 3.19 obtenido en el capítulo anterior en una tabla Excel, obteniendo exactamente los mismos valores representados en la imagen 3.89.

$L= 400$	$X_t= -100$
$L_1= 200$	$Y_t= 150$

Ángulo	$Y_c$	MR
0	0	0,39872738
0,1	0,6049041	0,398650234
0,2	1,21041559	0,398574141
0,3	1,81653263	0,398499098
0,4	2,42325337	0,398425103
0,5	3,03057596	0,398352153
0,6	3,63849855	0,398280245
0,7	4,2470193	0,398209375

59,4	396,361501	0,517199216
59,5	396,969424	0,517726929
59,6	397,576747	0,518255864
59,7	398,183467	0,518786014
59,8	398,789584	0,519317372
59,9	399,395096	0,519849929
60	400	0,520383677



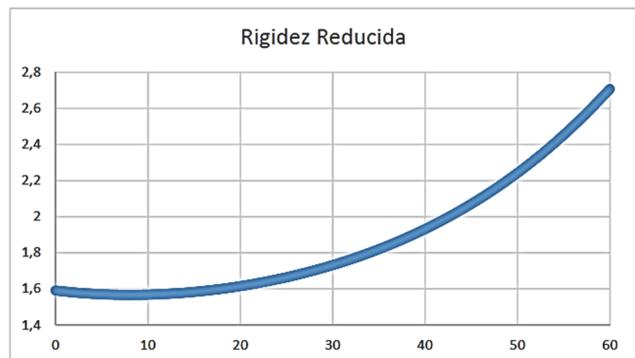
**Figura 3.89.** Relación de Velocidades obtenido con Microsoft Excel

El siguiente paso es la demostración de la validez de la ecuación 3.11 que nos posibilitaba encontrar la rigidez reducida del sistema en función de la Relación de Velocidades. Para ello, trabajando con el mismo mecanismo anterior y una rigidez para el resorte de  $10\text{N/mm}$ , y utilizando la ecuación 3.11, obtenemos la rigidez reducida del sistema:

$L= 400$	$X_t= -100$
$L_1= 200$	$Y_t= 150$

Ángulo	$Y_c$	MR	$K_r=K*(MR)^2$
0	0	0,39872738	1,589835235
0,1	0,6049041	0,398650234	1,589220088
0,2	1,21041559	0,398574141	1,588613457
0,3	1,81653263	0,398499098	1,588015314
0,4	2,42325337	0,398425103	1,58742563
0,5	3,03057596	0,398352153	1,58684438
0,6	3,63849855	0,398280245	1,586271534

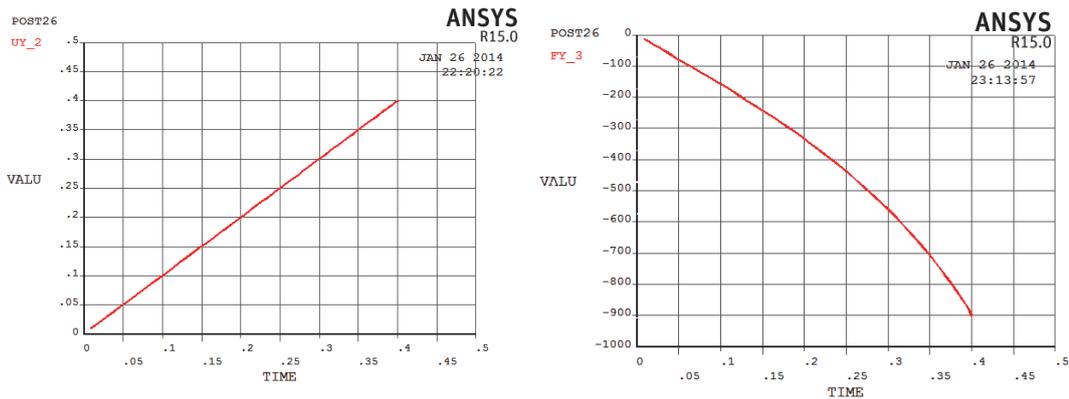
59,5	396,969424	0,517726929	2,680411729
59,6	397,576747	0,518255864	2,685891407
59,7	398,183467	0,518786014	2,691389287
59,8	398,789584	0,519317372	2,696905327
59,9	399,395096	0,519849929	2,702439485
60	400	0,520383677	2,707991714



**Figura 3.90.** Rigidez Reducida obtenida con Microsoft Excel

Por otra parte, se ha obtenido el valor de la fuerza F necesaria para equilibrar el sistema en cada uno de los puntos intermedios del proceso anterior. Esta fuerza F se ha obtenido por tres procedimientos distintos:

- Se ha calculado manualmente la fuerza necesaria para mantener el equilibrio en el punto de máxima elevación (894,27N). Utilizando el programa ANSYS 15.0 se ha analizado el sistema aplicando dicha fuerza, con la condición de grandes deformaciones y en 60 substeps.

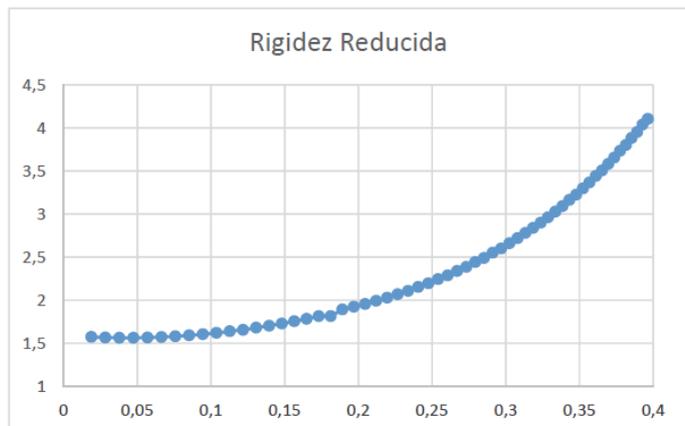


**Figura 3.91.** Valores de Fuerza y desplazamiento vertical por ANSYS

Estos valores obtenidos se han tabulado y aplicando la ecuación 3.7 con incrementos, según la ecuación 3.20, se ha obtenido la rigidez reducida de la suspensión:

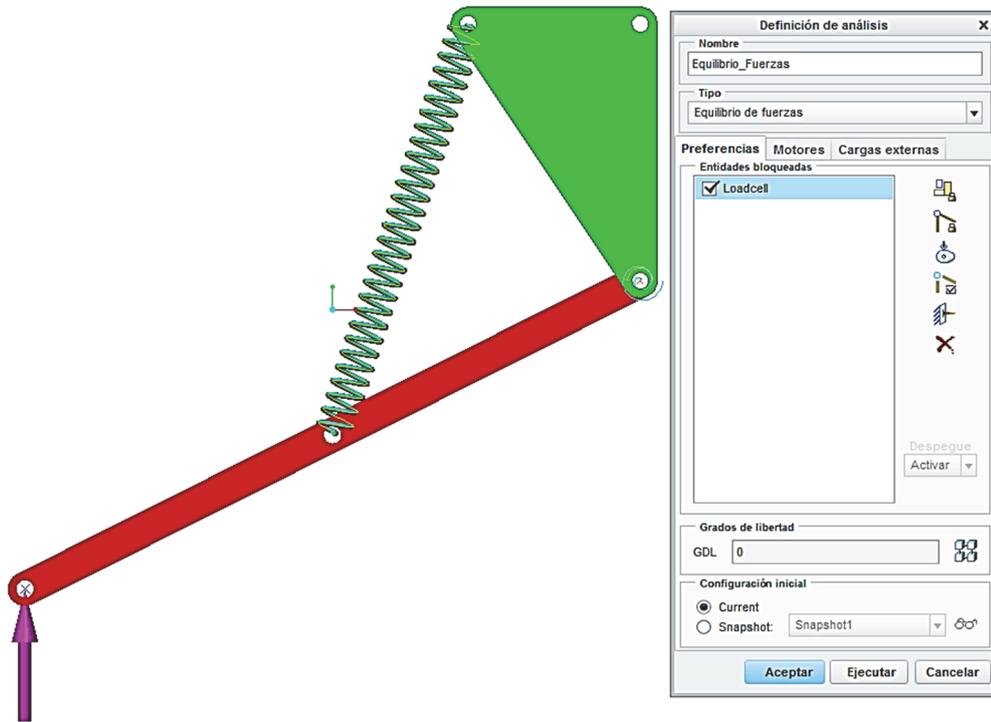
$$k_r = \frac{dF}{dy_c} \approx \frac{\Delta F}{\Delta y_c} \tag{Ecuación 3.20}$$

Yc	F	Kr=ΔFY/ΔUY
0,00941272	14,903	
0,0188874	29,805	1,572823568
0,0284018	44,706	1,566152359
0,0379353	59,605	1,562804846
0,0474682	74,503	1,562798309
0,0569823	89,4	1,565781314
0,066461	104,3	1,57194552
0,3815	819,68	3,801020408
0,38534	834,59	3,8828125
0,38911	849,49	3,952254642
0,3928	864,39	4,037940379
0,39643	879,29	4,104683196



**Figura 3.92.** Rigidez Reducida a partiendo de los datos de ANSYS

- Se ha realizado un análisis de equilibrio de fuerzas con Creo obteniendo el valor de la fuerza de equilibrio en cada uno de los puntos intermedios del movimiento.



**Figura 3.93.** Análisis de Equilibrio de Fuerzas en Creo

Como en el caso anterior, estos datos se han tabulado y utilizando la ecuación 3.20 se ha obtenido la curva de la rigidez reducida, coincidiendo con los mismos valores del caso anterior obtenidos con ANSYS.

Yc	F	Kr=ΔF/ΔYc
0	0	
3,03057596	4,82097	1,590776825
6,0761519	9,643157	1,583341572
9,1364959	14,477102	1,579543021
12,2113749	19,323583	1,576153408
15,3005547	24,183373	1,573165139
18,4038001	29,057235	1,570569315
381,5962	820,050787	3,814436396
384,699445	832,076456	3,875191117
387,788625	844,238537	3,936993541
390,863504	856,537441	3,999800981
393,923848	868,973336	4,063561162
396,969424	881,546106	4,128207681
400	894,255315	4,193661262



**Figura 3.94.** Rigidez Reducida a partiendo de un análisis de Equilibrio de Fuerzas en Creo

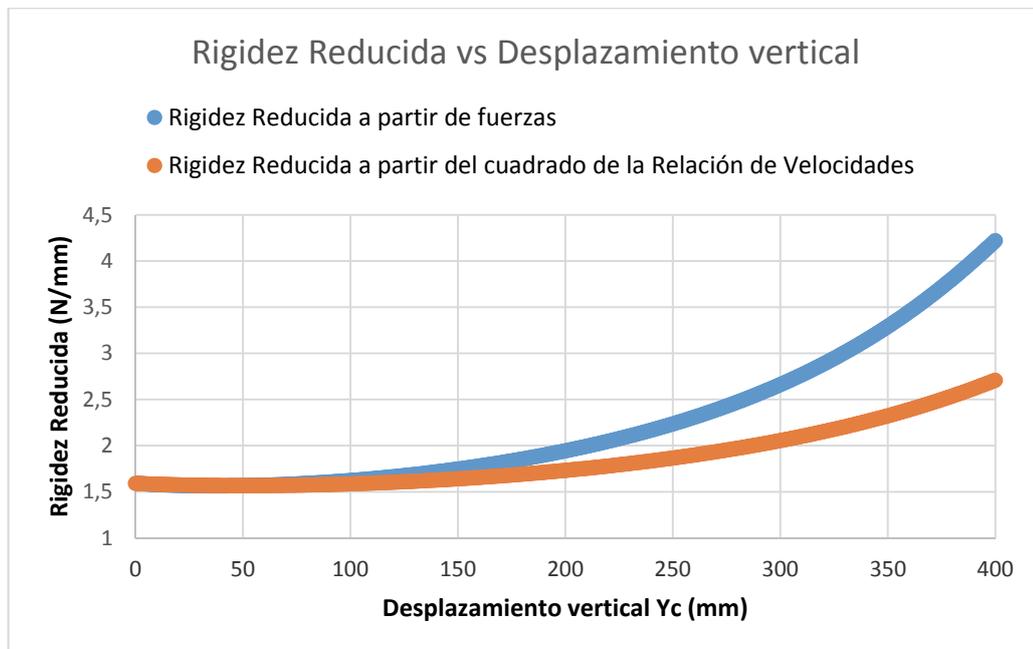
- En este tercer procedimiento, mediante un análisis cinemático en Creo, se ha medido la longitud del resorte. Conociendo la deformación sufrida por el resorte y utilizando la ecuación 3.4, se ha obtenido la fuerza que ejerce el resorte. Posteriormente, con la ecuación 3.5 y utilizando la relación de velocidades que nos da el programa, se obtiene la fuerza ejercida por la rueda. Y por último, conociendo la fuerza F ejercida sobre la rueda y el desplazamiento vertical de la misma, obtenemos la Rigidez Reducida aplicando la ecuación 3.20.

Lm	Fe=K(Lmo-Lm)	MR=V_Lm/V_Yc	F=Fe*MR	Yc	Kr=Δf/ΔYc
260,49757	0	0,398727381	0	-2,27374E-13	
260,256401	2,411684361	0,398650234	0,96141853	0,604904098	1,58937348
260,015037	4,825326388	0,398574141	1,92325032	1,210415589	1,58846166
259,773477	7,240924174	0,398499098	2,88550175	1,816532627	1,58756705
259,531722	9,658475812	0,398425103	3,84817922	2,423253366	1,58668957
259,289772	12,07797939	0,398352153	4,8112891	3,030575959	1,58582915
259,047626	14,499433	0,398280245	5,77483773	3,638498554	1,58498571
258,805286	16,92283473	0,398209375	6,73883145	4,2470193	1,58415917
90,2239356	1702,736341	0,517726929	881,552457	396,969424	4,15439116
89,9093478	1705,882219	0,518255864	884,083464	397,5767466	4,16748377
89,5947505	1709,028193	0,518786014	886,619924	398,1834674	4,18060648
89,2801445	1712,174252	0,519317372	889,161833	398,7895844	4,19375847
88,9655307	1715,32039	0,519849929	891,709183	399,3950959	4,20693891
88,65091	1718,466597	0,520383677	894,261967	400	4,22014692



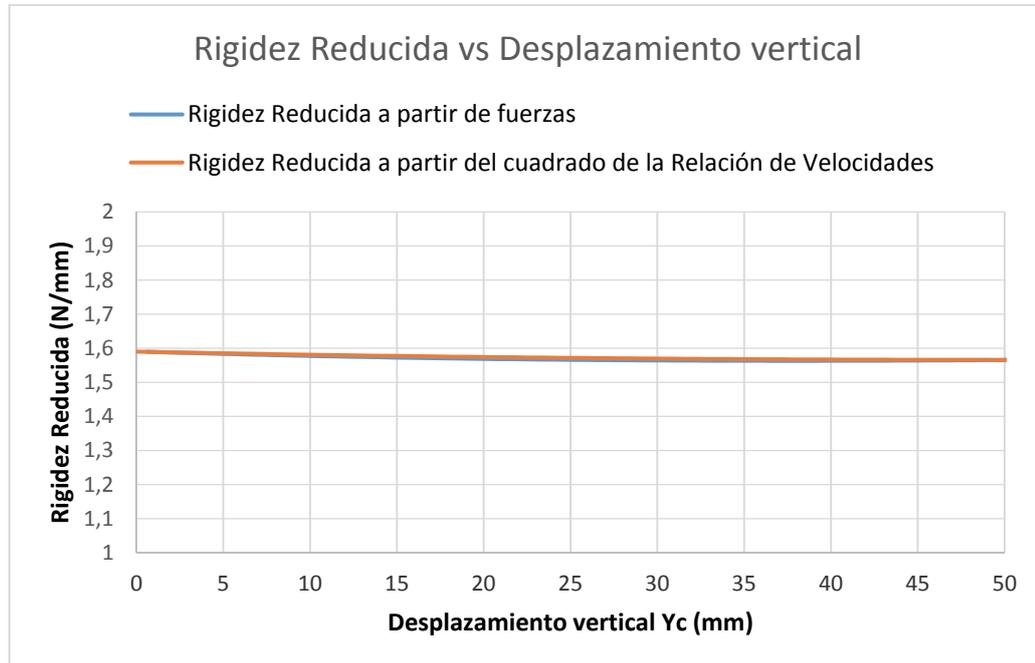
**Figura 3.95.** Rigidez Reducida a partir de análisis cinemático en Creo

En los tres análisis realizados, el resultado es idéntico en los tres casos, pero difieren a los resultados obtenidos utilizando la ecuación 3.11.



**Figura 3.96.** Comparación de Rigideces Reducidas

Pero sin embargo, para pequeñas oscilaciones alrededor del punto inicial del movimiento vertical de la rueda, el error cometido apenas es perceptible.



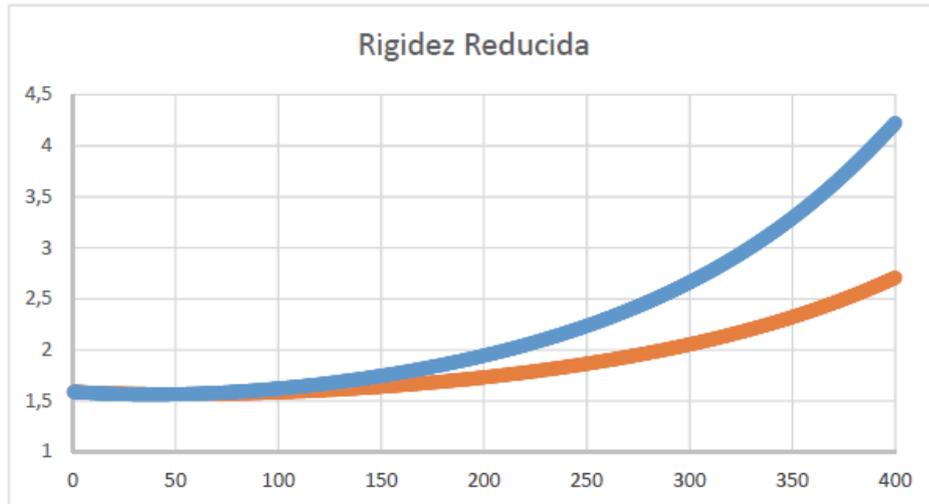
**Figura 3.97.** Comparación de Rigideces Reducidas en pequeños desplazamientos

Tal y como se puede comprobar, las rigideces reducidas obtenidas de una y otra manera para pequeños desplazamientos alrededor del punto de inicio, son idénticas. Por lo tanto, a la hora de estudiar la geometría de una suspensión y el punto de partida de la rigidez reducida, seguiremos utilizando la ecuación simplificada 3.11 por su sencillez frente a la ecuación 3.20, ya que nos permite obtener el valor de la Rigidez Reducida con un sencillo estudio cinemático y no es necesario trabajar con derivadas o intervalos incrementales en su defecto.

- Por último, para terminar con las demostraciones numéricas, demostraremos la validez de la ecuación 3.20 trabajando con valores incrementales según la ecuación 3.21, sobre los valores obtenidos en las pruebas anteriores.

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} = \frac{d(F_e \cdot \tau)}{dy_c} \approx \frac{\Delta F_e}{\Delta y_c} \cdot \tau + F_e \cdot \frac{\Delta \tau}{\Delta y_c} \quad (\text{Ecuación 3.21})$$

Yc	V_Lm	V_Yc	MR=V_Lm/V_Yc	ΔMR/ΔYc	Lm	Fm=K(Lmo-Lm)	ΔFm/ΔYc	Kr=k*(MR)^2	Kr=(ΔFm/ΔYc)*MR+Fm*(ΔMR/ΔYc)
-2,27374E-13	2,4107049	6,04599788	0,398727381		260,49757	0		1,589835241	
0,604904098	2,41266351	6,05208102	0,398650234	-0,00012754	260,256401	2,411684361	3,98688712	1,589220088	1,589065907
1,210415589	2,41462022	6,05814572	0,398574141	-0,00012567	260,015037	4,825326388	3,98612093	1,588613457	1,58815834
1,816532627	2,41657503	6,06419197	0,398499098	-0,00012381	259,773477	7,240924174	3,98536526	1,588015314	1,587267974
2,423253366	2,41852793	6,07021974	0,398425103	-0,00012196	259,531722	9,658475812	3,98462008	1,58742563	1,586394731
3,030575959	2,42047891	6,07622902	0,398352153	-0,00012012	259,289772	12,07797939	3,98388535	1,58684438	1,585538529
3,638498554	2,42242799	6,0822198	0,398280245	-0,00011829	259,047626	14,499433	3,98316106	1,586271534	1,584699291
4,2470193	2,42437515	6,08819204	0,398209375	-0,00011646	258,805286	16,92283473	3,98244718	1,585707066	1,583876939
396,3615014	3,14571931	6,0822198	0,517199216	0,00086519	90,538513	1699,590567	5,16935828	2,674950287	4,144050993
396,969424	3,14582739	6,07622902	0,517726929	0,00086806	90,2239356	1702,736341	5,17462927	2,680411729	4,157121876
397,5767466	3,14592698	6,07021974	0,518255864	0,00087093	89,9093478	1705,882219	5,17991251	2,685891407	4,17022361
398,1834674	3,14601798	6,06419197	0,518786014	0,0008738	89,5947505	1709,028193	5,18520794	2,691389287	4,183355417
398,7895844	3,14610031	6,05814572	0,519317372	0,00087666	89,2801445	1712,174252	5,19051549	2,696905327	4,196516489
399,3950959	3,14617389	6,05208102	0,519849929	0,00087952	88,9655307	1715,32039	5,19583506	2,702439485	4,209705985
400	3,14623861	6,04599788	0,520383677	0,00088237	88,65091	1718,466597	5,20116659	2,707991714	4,222923034



**Figura 3.98.** Comparación de Rigideces Reducidas

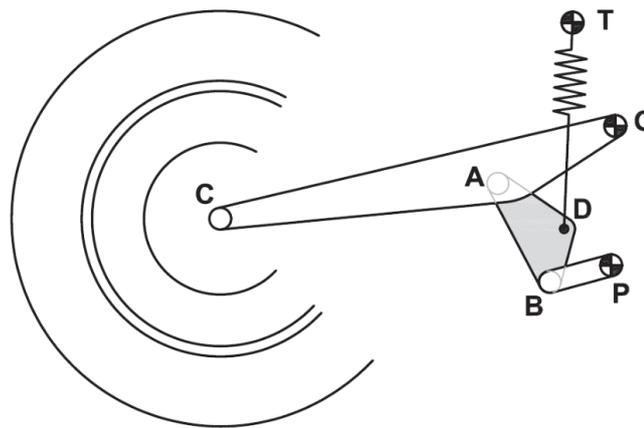
Tal y como se puede apreciar, el valor obtenido para la rigidez reducida utilizando la ecuación 3.21, coincide exactamente con el valor deducido a partir de los valores de las fuerzas sobre la rueda y utilizando la ecuación 3.20.

### 3.5.1.5 Conclusiones

- A la hora de obtener la ecuación de la rigidez reducida  $k_r = k \cdot \tau^2$ , hemos hecho la suposición de que la Relación de Velocidades  $\tau$  permanece casi constante, con lo que su derivada se podía despreciar. Sin embargo, aun siendo esta afirmación cierta, hay otro efecto que hay que considerar, que es que al aumentar el recorrido de la rueda, aumenta la compresión del muelle y como consecuencia la fuerza elástica que ejerce, y el producto de dicha fuerza con la derivada de  $\tau$ , no es un valor despreciable, tal y como hemos podido comprobar.
- Por otro lado cabe decir que a la hora de realizar un análisis rápido de la rigidez reducida de la suspensión, y la obtención de los valores iniciales de la curva de dicha rigidez, utilizaremos la ecuación 3.11 simplificada, por su sencillez y rapidez.
- Para estudiar en profundidad el comportamiento de la suspensión, cabría suponer que habría que realizar un análisis más exhaustivo y obtener la curva de la Rigidez Reducida de forma precisa y exacta, para conocer y predecir el comportamiento de la suspensión frente a las distintas situaciones a las que se pueda enfrentar el piloto y la moto en todo momento. Pero sin embargo esta curva obtenida de forma precisa mediante derivadas, no se suele tener en cuenta. En todo momento, a la hora de estudiar la suspensión, se trabaja con la curva obtenida de forma reducida, y luego dependiendo del circuito en el que se va a competir y las características de conducción del piloto, se regula la suspensión al gusto del piloto, haciendo pruebas in situ y partiendo de la configuración inicial desarrollada.

### 3.5.2 Sistema de suspensión Pro-Link

Tal y como se ha comprobado en los apartados anteriores, la rigidez reducida de la suspensión depende de la Relación de Velocidades  $\tau$ , y dicha Relación de Velocidades depende exclusivamente de la configuración geométrica de nuestro sistema, por lo tanto en el sistema Pro-Link que estudiaremos a continuación, dicha Relación de Velocidades será totalmente diferente de la relación obtenida para el sistema tradicional anterior.



**Figura 3.99.** Sistema Pro-Link

Como sabemos, dicha relación se podía obtener de dos maneras diferentes: encontrando la relación entre la fuerza ejercida sobre la rueda y la subsiguiente fuerza producida en el resorte, o encontrando la relación entre las velocidades con la que sube la rueda y con la que se comprime el resorte.

#### 3.5.2.1 Relación de Velocidades mediante equilibrio de fuerzas

Para la geometría del sistema Pro-Link representado en la figura 3.99, y teniendo en cuenta las reacciones y fuerzas que nos aparecen en los puntos de apoyo, utilizando la ecuación 3.12, tomaremos momentos respecto del punto O, punto respecto del cual gira el basculante, procedimiento similar al realizado en el estudio de la suspensión tradicional.

$$\sum \vec{M}_o = 0$$

Particularizando esta ecuación para nuestro caso representado en la figura 3.100, y teniendo en cuenta las distancias desde el punto O a los puntos de aplicación de dichas fuerzas, deducimos que:

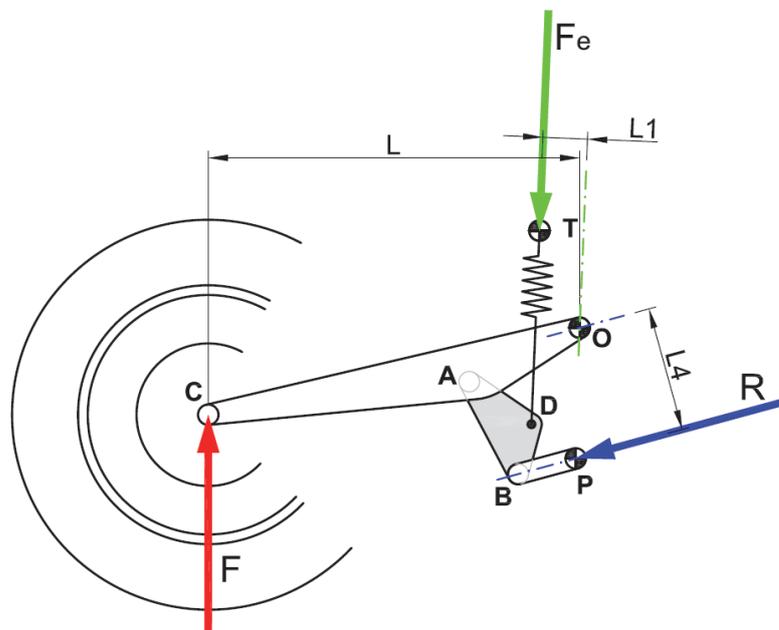
$$-F \cdot L + F_e \cdot L_1 + R \cdot L_4 = 0$$

De donde despejando F tenemos la siguiente expresión:

$$F = \frac{1}{L} \cdot (F_e \cdot L_1 + R \cdot L_4) \quad (\text{Ecuación 3.22})$$

Donde:

- L es la distancia horizontal entre los puntos O y C.
- $L_1$  es la mínima distancia desde el punto O al resorte
- $L_4$  es la mínima distancia desde el punto O a la bieleta
- F es la fuerza ejercida sobre la rueda en los baches, frenadas o aceleraciones
- R es la reacción en el punto P de unión entre la bieleta y el chasis
- $F_e$  es la reacción en el punto T de unión del resorte al chasis, que es la misma fuerza ejercida por el resorte debido a la compresión del mismo

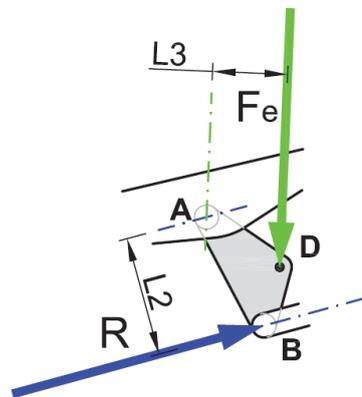


**Figura 3.100.** Sistema Pro-Link

La reacción en el punto O no nos interesa por estar tomando momentos respecto de dicho punto, y las reacciones en los puntos A y B tampoco, ya que dichas reacciones se anulan con las acciones que las producen.

Para obtener una segunda ecuación y así eliminar la fuerza R de la ecuación 3.22 y obtener una relación directa entre las fuerzas F y  $F_e$ , estudiaremos el equilibrio de fuerzas en el balancín, tal y como aparece en la figura 3.101.

En este caso las fuerzas que tendremos en cuenta son las acciones que aparecen en los puntos B y D, ya que tomaremos momentos respecto del punto A.



**Figura 3.101.** Acciones sobre el balancín

$$\sum \vec{M}_A = 0$$

$$R \cdot L_2 - F_e \cdot L_3 = 0$$

Despejando el valor de R:

$$R = F_e \cdot \frac{L_3}{L_2} \quad (\text{Ecuación 3.23})$$

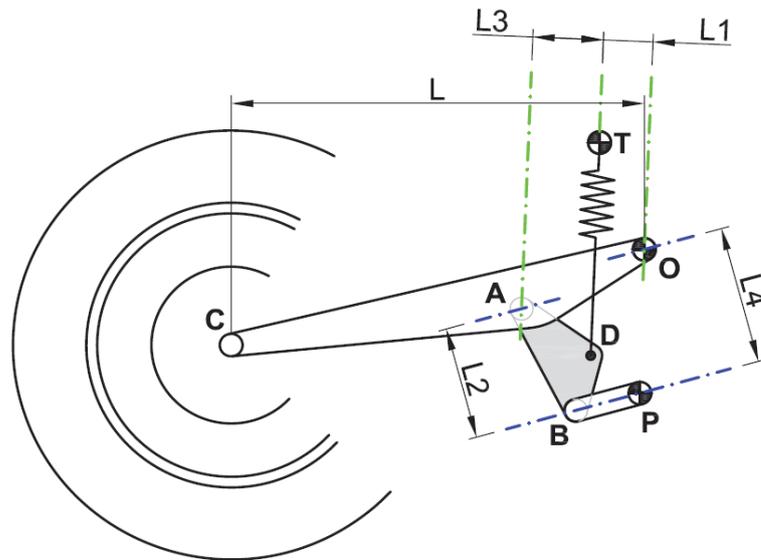
Que sustituyendo en la ecuación 3.22:

$$F = \frac{1}{L} \cdot \left( F_e \cdot L_1 + F_e \cdot \frac{L_3}{L_2} \cdot L_4 \right) = \frac{F_e}{L} \cdot \left( \frac{L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4}{L_2} \right) = F_e \cdot \left( \frac{L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4}{L \cdot L_2} \right)$$

De donde podemos extraer la conclusión de que la relación de velocidades que nos posibilitará encontrar la rigidez reducida del sistema tiene el valor:

$$\tau = \frac{L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4}{L \cdot L_2} \quad (\text{Ecuación 3.24})$$

Expresión que depende únicamente de la construcción geométrica del sistema, y va variando en función de las distintas distancias definidas anteriormente, ya que éstas van modificando su valor según se va moviendo el sistema, tal y como se puede intuir en la figura 3.102.



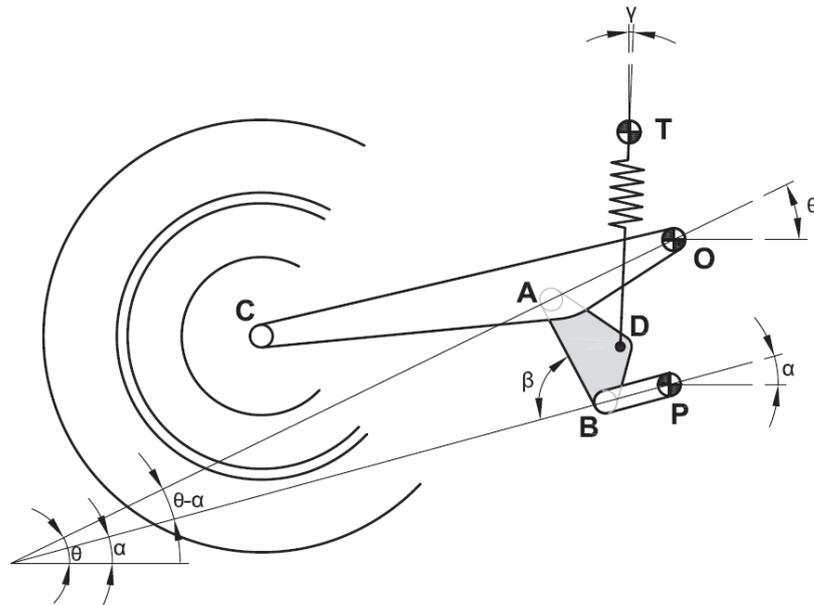
**Figura 3.102.** Distancias definidas para obtener la Relación de Velocidades

### 3.5.2.2 Relación de Velocidades mediante velocidades

Como ya sabemos, la Relación de Velocidades viene dada por la relación entre las velocidades con la que sube la rueda (componente vertical de la velocidad absoluta del punto C) y la velocidad con la que se comprime el resorte (velocidad relativa del punto D respecto del giro del resorte respecto del punto T).

Para ello, tal y como aparece en la figura 3.103, definiremos varios ángulos y velocidades angulares:

- $\vartheta$  ángulo formado por el basculante con la horizontal y  $\dot{\vartheta}$  su velocidad angular
- $\alpha$  ángulo formado por la ballesta con la horizontal y  $\dot{\alpha}$  su velocidad angular
- $\beta$  ángulo formado por el balancín con la ballesta y  $\dot{\beta}$  su velocidad angular
- $\gamma$  ángulo formado por el resorte con la vertical y  $\dot{\gamma}$  su velocidad angular

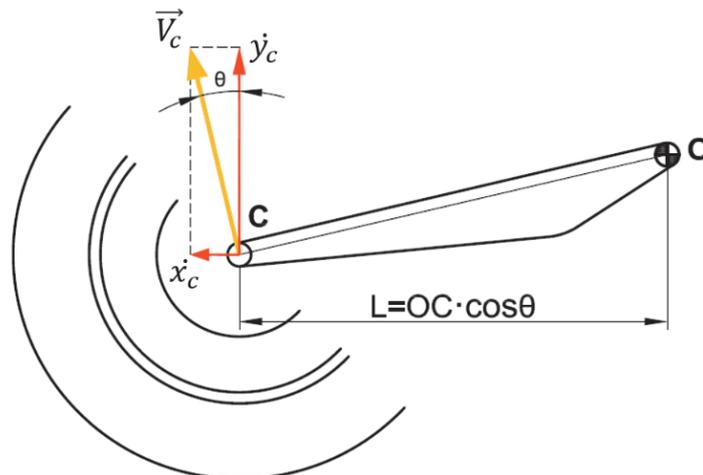


**Figura 3.103.** Ángulos entre distintos elementos de la suspensión

Empezando por el punto C, su velocidad vendrá dada por la ecuación 3.25:

$$\vec{V}_C = \vec{OC} \wedge \vec{\dot{\theta}} \quad (\text{Ecuación 3.25})$$

Donde su módulo será  $V_C = OC \cdot \dot{\theta}$  y su dirección perpendicular a la barra OC, tal y como se muestra en la figura 3.104.



**Figura 3.104.** Descomposición de la velocidad del punto C

Si obtenemos la componente vertical de dicha velocidad:

$$\dot{y}_C = OC \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta = \dot{\theta} \cdot L$$

Visto el valor de la velocidad vertical del punto C, el objetivo ahora es obtener la velocidad de compresión del resorte en función de la velocidad angular del basculante  $\dot{\vartheta}$ .

Para ello, como primer paso nos centraremos en el balancín y relacionaremos las velocidades de los puntos A y B, donde la velocidad de B vendrá dada como la velocidad de A más la velocidad relativa de un punto respecto del otro:

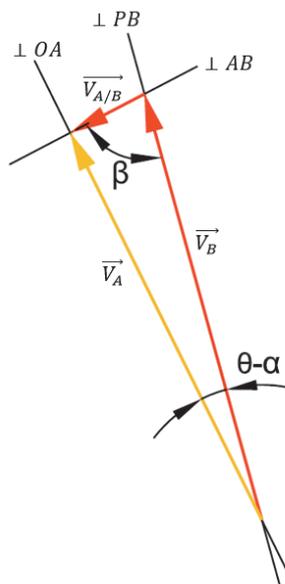
$$\vec{V}_A = \vec{V}_B + \vec{V}_{A/B} \quad (\text{Ecuación 3.26})$$

Descomponiendo esta ecuación por módulos y direcciones:

$$\begin{array}{ccc} \perp OA & \perp PB & \perp AB \\ V_A = & V_B + & V_{A/B} \\ OA \cdot \dot{\vartheta} & PB \cdot \dot{\alpha} & BA \cdot \dot{\beta} \end{array}$$

Ecuación vectorial en la que tenemos dos incógnitas,  $\dot{\alpha}$  y  $\dot{\beta}$ , donde en este caso la única que nos interesa para obtener la velocidad del punto D es  $\dot{\beta}$ , velocidad angular del balancín, ya que el punto D pertenece al mismo.

Representando gráficamente dicha ecuación:



**Figura 3.105.** Representación gráfica de la ecuación 3.26

Al ser una ecuación vectorial, para resolverlo tenemos que obtener sus proyecciones en dos direcciones y resolverla cada una por separado, o como

sistema de ecuaciones. En nuestro caso nos centraremos en la proyección de las ecuaciones en la dirección perpendicular a  $\vec{V}_B$ , de esta manera obtendremos directamente el valor de  $\dot{\beta}$ .

La ecuación resultante en este caso es:

$$V_A \cdot \text{sen}(\vartheta - \alpha) = V_{A/B} \cdot \text{sen}\beta$$

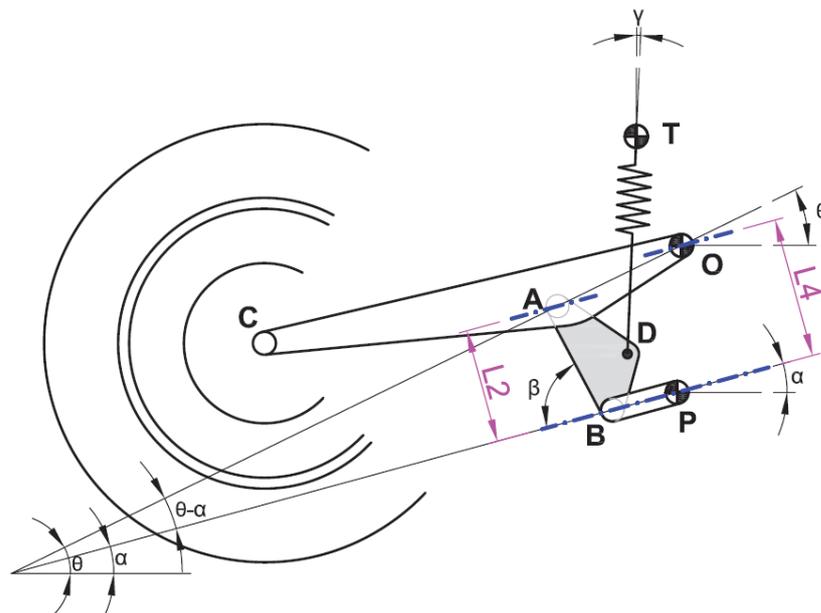
$$\dot{\vartheta} \cdot OA \cdot \text{sen}(\vartheta - \alpha) = \dot{\beta} \cdot BA \cdot \text{sen}\beta$$

De la ecuación anterior y de los ángulos y distancias representadas en la figura 3.103 se desprende que:

- $OA \cdot \text{sen}(\vartheta - \alpha) = L_4 - L_2$
- $BA \cdot \text{sen}\beta = L_2$

Por lo tanto  $\dot{\vartheta} \cdot (L_4 - L_2) = \dot{\beta} \cdot L_2$ , de donde se obtiene que:

$$\dot{\beta} = \frac{L_4 - L_2}{L_2} \cdot \dot{\vartheta} \quad (\text{Ecuación 3.27})$$



**Figura 3.106.** Representación de ángulos y distancias

Una vez conocida la velocidad angular del balancín, obtendremos la velocidad del punto D., que se podrá obtener de dos maneras diferentes:

- Por pertenecer al balancín:

$$\vec{V}_D = \vec{V}_A + \vec{V}_{D/A} \quad (\text{Ecuación 3.28})$$

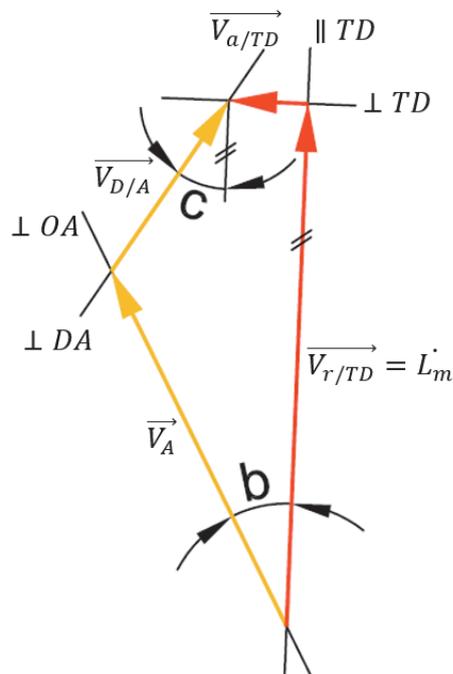
- Por pertenecer al resorte, tendrá una velocidad de arrastre por el giro que tiene el resorte, y otra velocidad relativa a dicho resorte, que es precisamente la velocidad que estamos buscando.

$$\vec{V}_D = \vec{V}_{a/TD} + \vec{V}_{r/TD} \quad (\text{Ecuación 3.29})$$

Igualando las dos velocidades tendremos la siguiente ecuación vectorial:

$$\begin{array}{ccccccc} \perp OA & \perp DA & \perp TD & \parallel TD & & & \\ \vec{V}_D = \vec{V}_A + \vec{V}_{D/A} = \vec{V}_{a/TD} + \vec{V}_{r/TD} & & & & & & (\text{Ecuación 3.30}) \\ OA \cdot \dot{\varphi} & AD \cdot \dot{\beta} & TD \cdot \dot{\gamma} & L_m \dot{\gamma} & & & \end{array}$$

Tal y como hemos realizado en el caso anterior, vamos a representar gráficamente esta ecuación y resolver la proyección que nos interesa.



**Figura 3.107.** Representación gráfica de la ecuación 3.30

Como el objetivo es encontrar el valor de  $L_m \dot{\gamma}$ , trabajaremos con las proyecciones sobre dicha componente, desapareciendo de esta manera la otra incógnita  $\dot{\gamma}$ . Por lo tanto, la ecuación resultante es:

$$V_A \cdot \cos(b) + V_{D/A} \cdot \cos(c) = V_{r/TD}$$

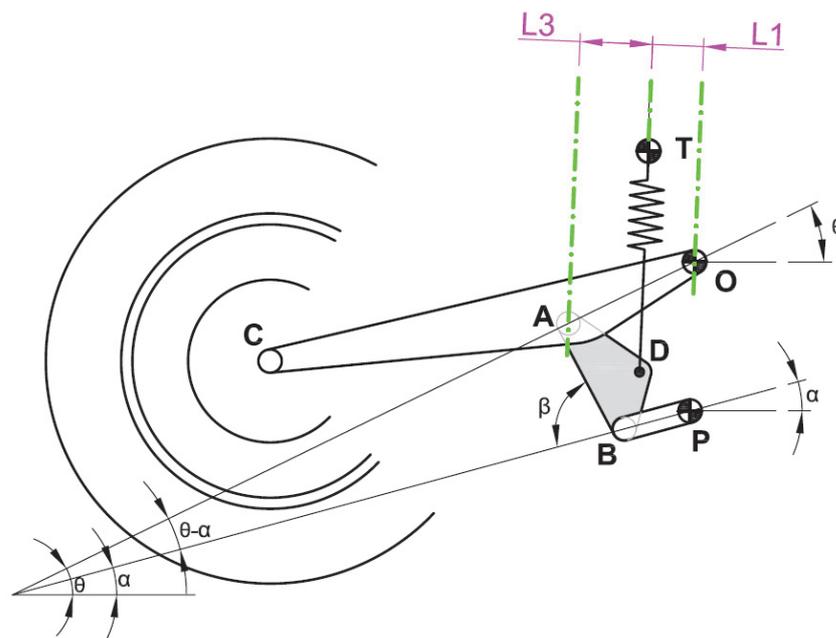
$$\dot{\vartheta} \cdot OA \cdot \cos(b) + \dot{\beta} \cdot AD \cdot \cos(c) = \dot{L}_m \quad (\text{Ecuación 3.31})$$

- El ángulo  $b$ , es el ángulo formado por la perpendicular a  $OA$  y la paralela a  $TD$ , o dicho de otra manera, el ángulo formado entre la paralela a  $OA$  y la perpendicular a  $TD$ . Por lo tanto, según la figura 3.108, es fácilmente deducible que:

$$OA \cdot \cos(b) = L_1 + L_3$$

- El ángulo  $c$ , es el formado por la perpendicular a  $DA$  y la paralela a  $TD$ , o dicho de otra manera, el ángulo formado entre la paralela a  $DA$  y la perpendicular a  $TD$ . Por lo tanto, según la figura 3.108, es fácilmente deducible que:

$$AD \cdot \cos(c) = L_3$$



**Figura 3.108.** Representación de ángulos y distancias.

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.31, obtenemos que:

$$\dot{\vartheta} \cdot (L_1 + L_3) + L_3 \cdot \dot{\beta} = \dot{L}_m$$

Que sustituyendo el valor de  $\dot{\beta}$  obtenido por medio de la ecuación 3.27:

$$\begin{aligned} \dot{L}_m &= \dot{\vartheta} \cdot (L_1 + L_3) + L_3 \cdot \frac{\dot{\vartheta} \cdot (L_4 - L_2)}{L_2} = \dot{\vartheta} \left[ L_1 + L_3 + \frac{L_3 \cdot (L_4 - L_2)}{L_2} \right] = \\ &= \dot{\vartheta} \left[ \frac{L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4 - L_2 \cdot L_3}{L_2} \right] = \dot{\vartheta} \left[ \frac{L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4}{L_2} \right] \end{aligned}$$

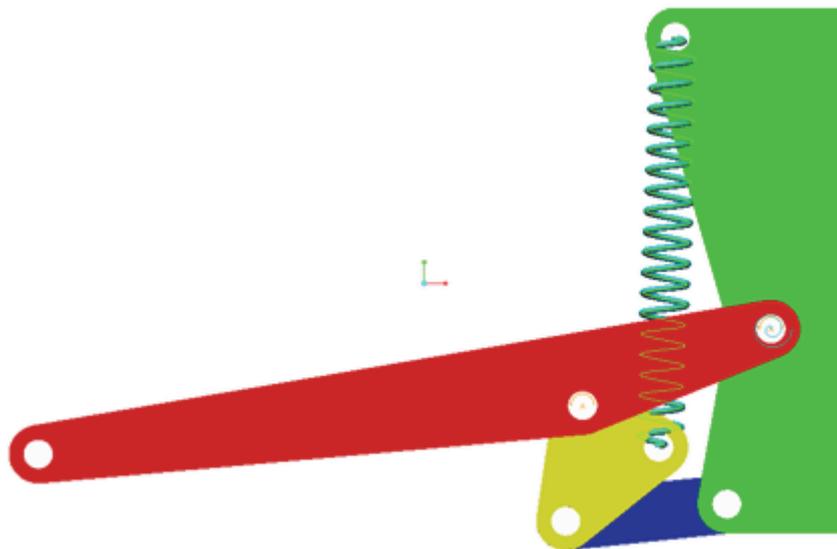
Y finalmente, el valor para la Relación de Velocidades:

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} = \frac{\dot{\vartheta} \left[ \frac{L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4}{L_2} \right]}{\dot{\vartheta} \cdot L} = \frac{L_1 \cdot L_2 + L_3 \cdot L_4}{L \cdot L_2} \quad (\text{Ecuación 3.32})$$

Tal y como queríamos demostrar.

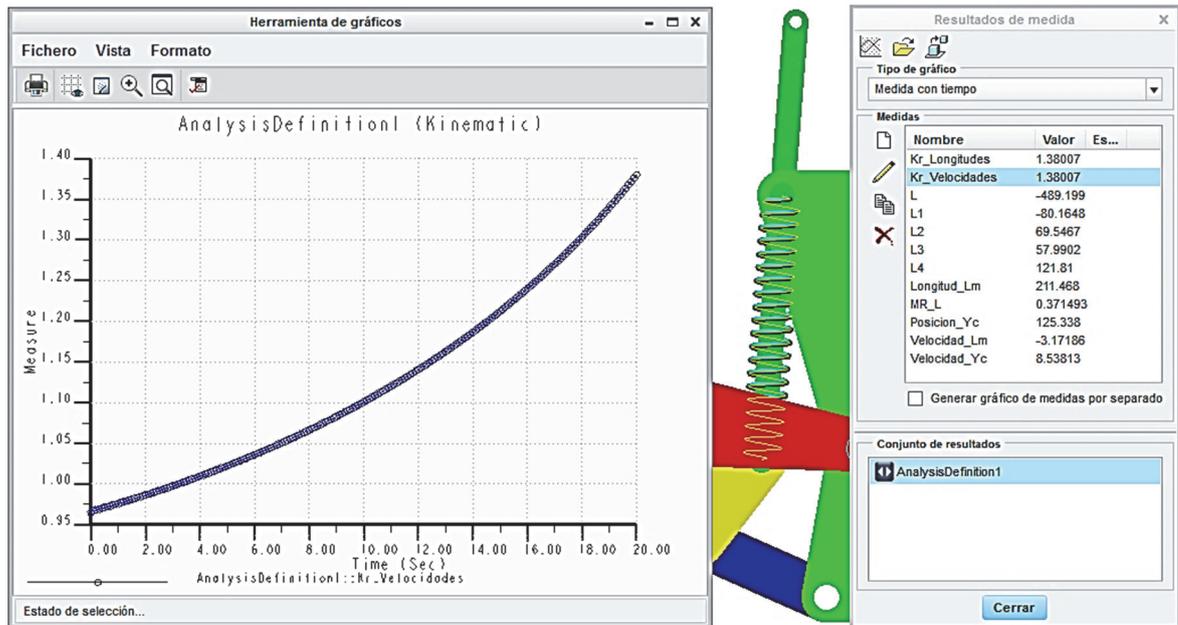
### 3.5.2.3 Verificación Computacional

Para verificar la validez de la ecuación 3.32 anterior, se han realizado diversas mediciones con Creo Parametric.



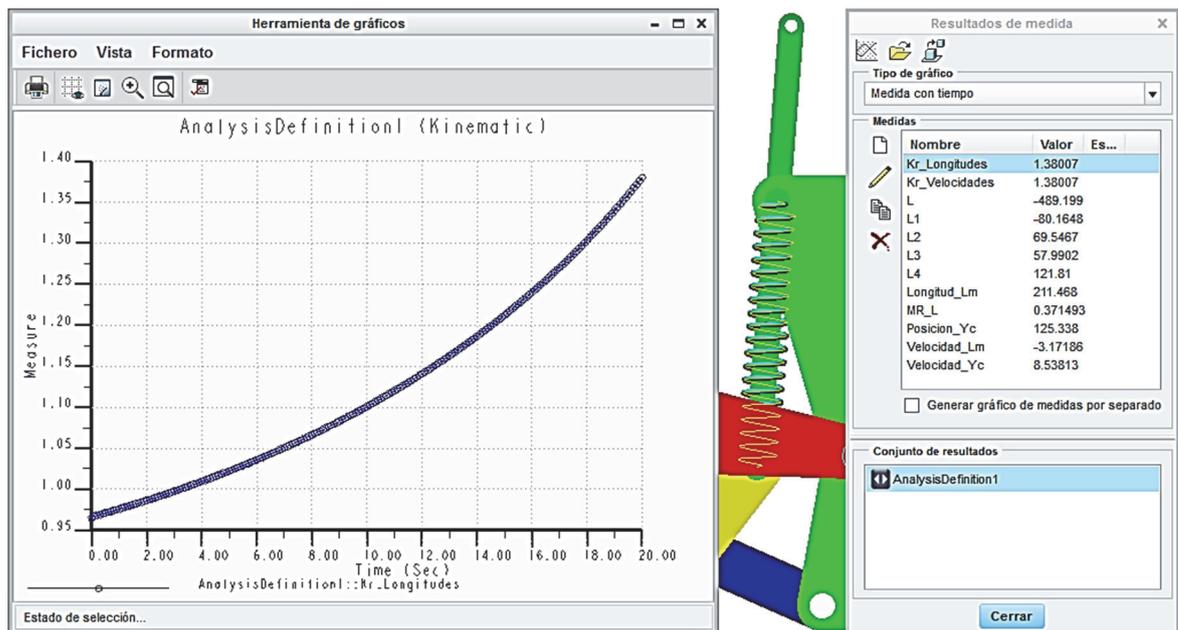
**Figura 3.109.** Esquema sistema Pro-Link en Creo Parametric

Una vez generado el mecanismo de la figura 3.109, se le ha añadido una barra al sistema, coincidente con el resorte, para tener un sistema de referencia que gire con el resorte y podamos medir correctamente todas las distancias para poder aplicar la ecuación 3.32.



**Figura 3.110.** Curva de la Rigidez Reducida a partir de velocidades

En la imagen 3.110 vemos el resultado de la cura de la Rigidez Reducida obtenida mediante la ecuación 3.3, dividiendo la velocidad con la que se comprime el muelle y la velocidad con la que sube la rueda.



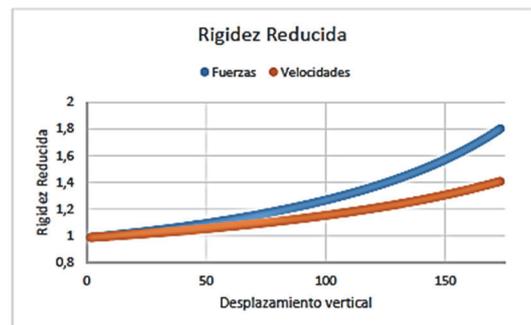
**Figura 3.111.** Curva de la Rigidez Reducida a partir de longitudes

En el caso de la figura 3.111, hemos aplicado la ecuación 3.32, calculando para ello todas las distancias necesarias.

Como se puede apreciar, el resultado obtenido en ambos casos es exactamente el mismo, validando de esta manera la expresión obtenida para la Relación de Velocidades.

Tal y como hemos realizado para el caso de la suspensión tradicional, en este caso también realizaremos el cálculo de la curva de la Rigidez Reducida a partir de las fuerzas que aparecen en el sistema. Para ello, partiendo de la fuerza realizada por el resorte (ya que podemos obtener el valor de la deformación del muelle) y utilizando la Relación de Velocidades para obtener la fuerza ejercida en la rueda, obtendremos la curva real de la Rigidez Reducida sin ningún tipo de aproximación.

Longitud_Lm	Fm=K(Lmo-Lm)	MR	F=Fm*MR	Yc	Kr=ΔF/ΔYc
270,0911445	0	0,31376229	0	0	0
269,7156185	3,755259567	0,31411115	1,1795689	0,86853035	1,35812053
269,442555	6,485894831	0,31426463	2,03828736	1,73720745	0,98853586
269,1694482	9,216962697	0,31441873	2,89798573	2,60602866	0,98949974
268,8961629	11,94981567	0,3145739	3,75910016	3,47499134	0,99096826
268,6226986	14,68445847	0,31473015	4,6216418	4,34409283	0,99245215
268,3490552	17,42089255	0,31488747	5,48562082	5,21333049	0,99395028
268,0752325	20,15911938	0,31504588	6,35104741	6,08270168	0,99546271
213,3653643	567,2578021	0,37185316	210,936606	168,064317	1,74251622
213,0500259	570,4111856	0,37240008	212,42117	168,911716	1,75190664
212,7343582	573,567863	0,37295179	213,913161	169,75875	1,76143005
212,4183583	576,7278616	0,37350837	215,412683	170,605417	1,77108934
212,1020236	579,891209	0,37406989	216,919841	171,451713	1,78088746
211,7853511	583,0579338	0,37463643	218,434743	172,297636	1,79082749
211,468338	586,2280648	0,37520807	219,957501	173,143184	1,80091255



**Figura 3.112.** Curva de la Rigidez Reducida a partir de velocidades

En este caso también, tal y como sucedía en el caso de la suspensión tradicional, vemos que la curva real para pequeñas oscilaciones iniciales se mantiene alrededor de la aproximada, pero para valores mayores de desplazamiento de la rueda trasera, crece por encima de la misma.

Según las conclusiones expuestas en el caso de la suspensión tradicional, que son igualmente válidas para este y cualquier otro tipo de suspensión que se estudie, a la hora de diseñar nuestra suspensión trabajaremos con la ecuación reducida 3.3 para la obtención de la curva de la Rigidez Reducida.

De todas maneras, el hecho de que la curva real quede por encima de la curva aproximada, juega a nuestro favor, ya que para pequeños desplazamientos son coincidentes, y para desplazamientos mayores la rigidez será algo mayor de la esperada, mejorando la estabilidad de la motocicleta a grandes velocidades.

## **3.6 Cargas sobre la suspensión**

La dinámica de las motocicletas, y en particular la dinámica de las motocicletas de competición, es un tema tan sumamente complejo en el que toman parte tal cantidad de variables y situaciones que es imposible estudiar una única parte de la moto sin tener en cuenta todos estos factores que puedan afectar a su comportamiento.

Centrándonos en la suspensión trasera de la motocicleta, su comportamiento y las cargas que le afectan, como no podía ser de otra manera, estarán afectados de infinidad de factores: dependerá de si la moto está acelerando o frenando, si la aceleración es en parada o en marcha, si estamos subiendo o bajando una pendiente, el tipo de neumáticos, el estado de la pista y el agarre del neumático a la pista, si el movimiento es rectilíneo o estamos trazando una curva, el estilo de conducción del piloto...

Otro de los factores a tener en cuenta es la posición del Centro de Gravedad (CdG), ya que su posición afectará de una forma importante la dinámica de la motocicleta, aumentando o disminuyendo los momentos generados por las fuerzas aplicadas en el CdG respecto de la rueda trasera y su punto de apoyo en el suelo, como se verá más adelante.

### **3.6.1 Centro de Gravedad**

Tal y como hemos comentado, la posición de CdG será uno de los factores determinantes a la hora de establecer la carga que soportan tanto la suspensión delantera como la trasera de una motocicleta.

Este capítulo no estará dedicado a encontrar o definir la posición del CdG, sino a estudiar los diferentes efectos positivos o adversos que puede acarrear su posición, sobretodo centrándonos en los efectos sobre la suspensión trasera de las motocicletas.

Supongamos el caso estático de la figura 3.113, donde aparecen representadas las fuerzas actuantes sobre la motocicleta: el peso y las reacciones normales sobre los puntos de apoyo, esto es, las cargas que soportarán las respectivas suspensiones.

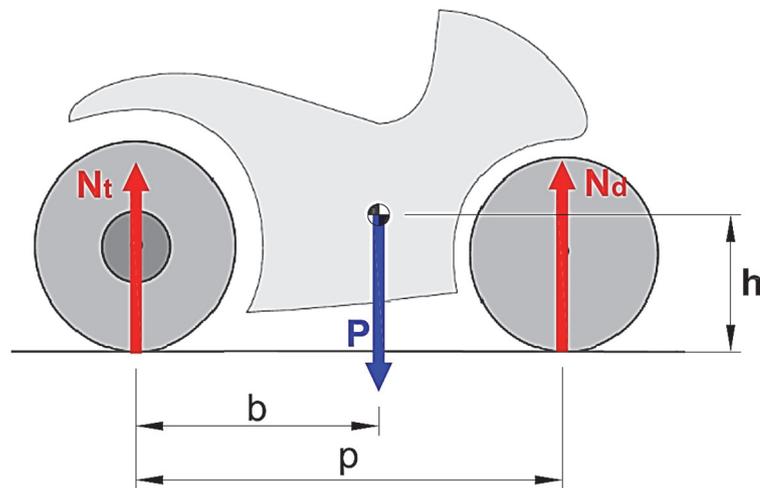
Obtendremos una relación entre las proporciones de carga que soporta cada rueda y su dependencia de la posición del CdG.

$$\%Carga\ delantera = \frac{N_d}{P} \times 100$$

$$\%Carga\ trasera = \frac{N_t}{P} \times 100$$

Y la relación entre ambas:

$$\frac{\%Carga\ delantera}{\%Carga\ trasera} = \frac{\frac{N_d}{P} \times 100}{\frac{N_t}{P} \times 100} = \frac{N_d}{N_t} \quad (\text{Ecuación 3.33})$$



**Figura 3.113.** Caso estático de motocicleta sin piloto.

Para obtener los valores de las reacciones en los apoyos, tomaremos momentos respecto de estos puntos, de donde obtenemos que:

$$N_d = \frac{P \cdot b}{p}$$

$$N_t = \frac{P \cdot (p - b)}{p}$$

Sustituyendo estos dos valores en la ecuación 3.33 precedente obtenemos:

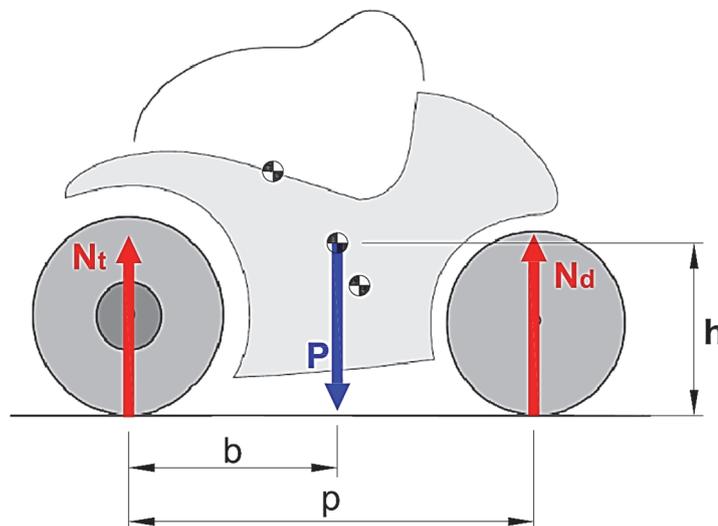
$$\frac{\%Carga\ delantera}{\%Carga\ trasera} = \frac{N_d}{N_t} = \frac{b}{p - b} \quad (\text{Ecuación 3.34})$$

Por lo tanto, de esta manera quedaría demostrado como afecta la posición del CdG al reparto de cargas entre la suspensión delantera y trasera.

La distribución de cargas en las ruedas bajo condiciones estáticas generalmente es mayor en la rueda delantera de las motocicletas de competición (50-57% delantera, 43-50% trasera) frente al resto de las motocicletas, donde la proporción se invierte (43-50% delantera, 50-57% trasera).

Cuando el CdG está desplazado hacia delante, a la hora de acelerar, el peligro de que la rueda delantera se levante es menor, mejorando la transferencia de potencia al suelo. Por otra parte, el que la rueda delantera esté más cargada compensa la acción aerodinámica que descarga la parte delantera, sobre todo a grandes velocidades. En el caso contrario en el que el CdG esté desplazado hacia atrás, mejoramos la capacidad de frenada con la rueda trasera, y evitamos que en caso de frenada brusca con la rueda delantera, la parte trasera de la moto se levante o pandee.

Si tenemos en cuenta el efecto del piloto sobre el CdG, tal y como aparece en la figura 3.114, vemos que éste retrasa y eleva dicho punto.



**Figura 3.114.** Caso estático de motocicleta con piloto.

En las motocicletas de competición de hoy en día, la tendencia es que el CdG del conjunto moto-piloto, esto es, la relación  $b/p$  sea 0,50 aproximadamente (50% delantera, 50% trasera), para que el comportamiento de la motocicleta sea bueno tanto en la aceleración como en la frenada.

En cuanto a la altura del CdG, la relación h/p para las motocicletas sin piloto y con la suspensión totalmente extendida, varía en un intervalo 0,3-0,4 donde el valor más alto se corresponderá con las motocicletas de competición.

En cuanto a los efectos de la altura del CdG en la conducción, un CdG alto implica que en aceleraciones fuertes la rueda delantera, y en frenadas bruscas la rueda trasera pudieran llegar a despegarse del suelo. Y por otra parte, un CdG bajo traería el peligro de que la rueda trasera patine en las aceleraciones, o que la rueda delantera patine en las frenadas.

Como norma general, en motocicletas sin piloto, la altura del CdG está comprendido entre 0,4 y 0,55 metros, y con piloto el intervalo es de 0,5-0,7 metros.

### 3.6.2 Posición de equilibrio

A la hora de diseñar la suspensión, uno de los datos que conocemos es que la masa piloto+moto es de 160Kg. Por otra parte, en la situación descrita en la figura 3.114, esto es, cuando el sistema está en reposo con el piloto montado, situación en la que la suspensión ya se encuentra en parte comprimida, la Rigidez Reducida de la misma tiene que ser aproximadamente de 20N/mm.

Aplicando la ecuación básica de la estática:

$$\sum \vec{F} = 0 \quad (\text{Ecuación 3.35})$$
$$N_t + N_d - P = 0$$

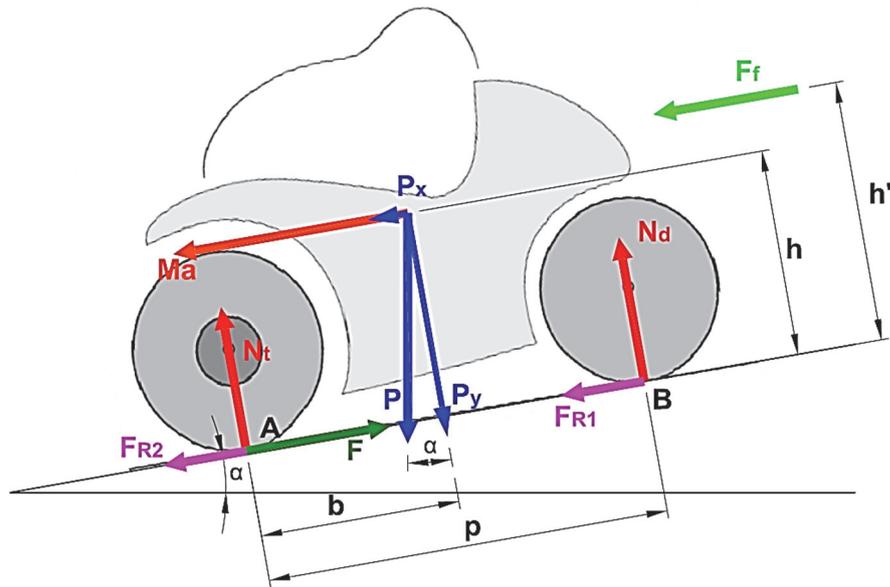
Tal y como se ha descrito en el apartado anterior, la tendencia de reparto de cargas es que sea al 50%, con lo que:

$$N_t = N_d = \frac{P}{2} = \frac{1.600N}{2} = 800N$$

Por lo tanto la carga en la rueda correspondiente a la situación de equilibrio es de 800N, valor que tendremos en cuenta a la hora de obtener la curva de la Rigidez Reducida.

### 3.6.3 Carga máxima sobre la rueda trasera

Para obtener la máxima carga a la que estará sometida la suspensión trasera, someteremos el sistema a las condiciones más desfavorables: en pendiente hacia arriba y acelerando a máxima capacidad.



**Figura 3.115.** Motocicleta en pendiente

En la figura 3.115 aparecen dibujadas las fuerzas que aparecerían sobre el sistema:

- $N_d$  y  $N_t$ , fuerzas normales que ejerce el suelo sobre las ruedas
- $F_{R1}$  y  $F_{R2}$  las fuerzas de rozamiento en cada una de las ruedas
- $F$ , fuerza que se transmite al suelo por parte de la rueda trasera gracias al motor
- $P$ , peso del conjunto y sus componentes según la dirección normal y paralela al plano,  $P_x$  y  $P_y$ .
- $M \cdot a$ , fuerza de inercia debida a la aceleración.
- $F_f$ , fuerza de fricción que ejerce el aire.

En nuestro caso, supondremos que la moto parte del reposo, estableciendo un valor nulo para la acción de rozamiento del aire.

Para resolver el problema descrito en la figura 3.115, tomaremos momentos respecto del punto B, donde de esta manera nos deshacemos de varias incógnitas que no nos interesa obtener.

$$\sum \vec{M}_B = 0$$

$$-N_t \cdot p + Ma \cdot h + P_x \cdot h + P_y \cdot (p - b) = 0$$

$$N_t = \frac{P_x \cdot h + P_y \cdot (p - b) + Ma \cdot h}{p} \quad (\text{Ecuación 3.36})$$

Para resolver esta ecuación necesitaremos los siguientes datos:

- Distancia entre ejes  $p=1250\text{mm}$  donde  $b/p \approx 0,5$
- Pendiente  $\alpha=5^\circ$
- Masa moto+piloto  $M=160\text{kg}$
- Potencia del motor  $P=36\text{CV}$  (26.460W) a una velocidad de 11,11m/s
- Altura del CdG  $500 \div 700\text{mm}$

Para obtener la máxima aceleración, utilizaremos las siguientes ecuaciones que nos ligan por una parte la potencia con la fuerza ejercida y velocidad, y por otra la fuerza con la masa y aceleración:

$$P = F \cdot v \quad (\text{Ecuación 3.37})$$

$$F = m \cdot a \quad (\text{Ecuación 3.38})$$

De estas dos ecuaciones podemos deducir una tercera que es:

$$a = \frac{P}{m \cdot v} \quad (\text{Ecuación 3.39})$$

Sustituyendo los datos conocidos se obtiene un valor para la aceleración de  $14,884\text{m/s}^2$ .

Volviendo a la ecuación 3.36, y sustituyendo los datos conocidos, con un altura mínima de 500mm y máxima de 700mm, se obtiene:

$$N_{t1} = \frac{1600 \cdot \text{sen}5^\circ \cdot 500 + 1600 \cdot \text{cos}5^\circ \cdot 625 + 160 \cdot 14,884 \cdot 500}{1.250} = 1.805,3\text{N}$$

$$N_{t2} = \frac{1600 \cdot \text{sen}5^\circ \cdot 700 + 1600 \cdot \text{cos}5^\circ \cdot 625 + 160 \cdot 14,884 \cdot 700}{1.250} = 2.208,7\text{N}$$

Para trabajar en zona de seguridad, y para minimizar en la medida de lo posible la aparición de sobrecargas y roturas en la suspensión, tomaremos el valor más

desfavorable de los dos obtenidos, y lo aumentaremos hasta los 2.500N para así tener en cuenta acciones como la del rozamiento del aire que hemos despreciado.

### 3.6.4 Carga máxima sobre el amortiguador

El amortiguador que proporciona la organización de MotoStudent para la suspensión trasera, es un sistema de longitud total 268mm, con un resorte de 155mm de longitud inicial, 50mm de recorrido y rigidez 10,5kg/mm.

Con estos datos y aplicando la ecuación 3.4, podemos obtener la máxima fuerza que realizará el resorte:

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0}) = 105 \text{ N/mm} \cdot 50 \text{ mm} = 5.250 \text{ N}$$

La suspensión que diseñemos, tendrá que ser capaz de absorber fuerzas de hasta 2.500N (fuerza máxima en la rueda calculada previamente) sin que el muelle del amortiguador se comprima del todo, dejando un margen de seguridad, pero teniendo en cuenta que la máxima fuerza que podrá ejercer el muelle y nunca podrá sobrepasar es de 5.250N, esto es, el muelle no se va a poder comprimir más de 50mm.

## 3.7 Cálculo de las dimensiones del mecanismo

Una vez establecidas las bases de nuestro mecanismo de suspensión, podemos proceder a su dimensionamiento.

### 3.7.1 Condiciones para el dimensionamiento

Recordando los condicionantes que tenemos:

- Longitud del basculante: 525mm. Inclinación 15°.
- Diámetro exterior del neumático: 600mm.
- Conjunto muelle-amortiguador: Longitud 268mm, recorrido 50mm y rigidez 10.5Kg/mm.
- Carga máxima que soporta el muelle: 5.250N. El basculante tiene que soportar una carga máxima de 2.500N sin que el muelle llegue a comprimirse del todo, permitiéndonos de esta manera un margen de seguridad.
- En posición de equilibrio, cuando en la rueda se aplica una carga de 800N, la Rigidez Reducida del sistema tiene que ser de 20N/mm
- Por supuesto, la suspensión tiene que ser progresiva
- Aparte de estos condicionantes, tenemos otras dos condiciones geométricas impuestos por la organización: la mínima distancia entre la cubierta de la rueda trasera y cualquier elemento móvil tiene que ser mayor de 15mm, y la distancia mínima entre suelo y cualquier parte de la motocicleta, exceptuando las ruedas, tiene que ser mayor de 10 centímetros.

Cabe decir, que una vez que hayamos realizado todo el estudio cinemático y dinámico, se procederá a diseñar cada uno de los elementos de los que se compone el mecanismo para que desempeñen correctamente su función, bajo las cargas y sollicitaciones demandadas por el sistema.

### 3.7.2 Obtención de datos

Utilizando el mecanismo Pro-Link que ya teníamos dibujado, y partiendo de la longitud del basculante que es conocida, el diámetro exterior de la cubierta y longitud inicial del amortiguador, y utilizando el motor cinemático que hemos utilizado hasta ahora, se programan distintas mediciones:

- $V_{Yc}$ : Velocidad vertical de la rueda.
- $Yc$ : Posición vertical de la rueda.
- $V_{Lm}$ : velocidad con la que se comprime el muelle.
- $Lm$ : Longitud del muelle

Una vez realizada estas mediciones, podemos programar en el mismo módulo los siguientes valores:

- MR: Motion Ratio o Relación de Velocidades, que como ya sabemos por la ecuación 3.3, su valor será:

$$MR = \frac{V_{Lm}}{V_{Yc}}$$

- Kr: Rigidez Reducida, donde en este caso utilizando la versión simplificada su valor será según la ecuación 3.11:

$$Kr = 105 \cdot (MR)^2$$

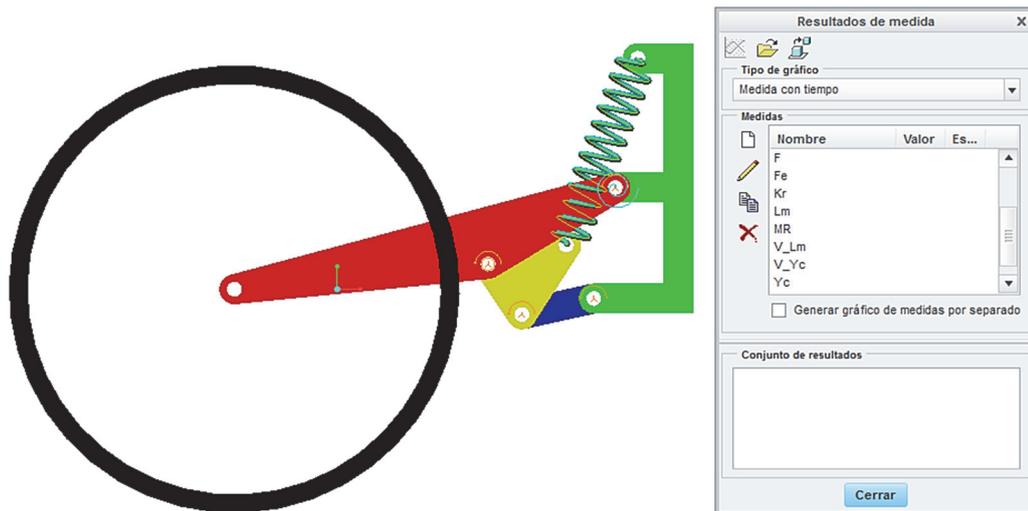
- Fe: fuerza elástica ejercida por el muelle, que como viene dada por la ecuación 3.4 se obtendrá:

$$Fe = 105 \cdot (268 - Lm)$$

- F: Fuerza que se ejerce sobre la rueda para que el muelle se comprima, que como ya se demostró, según la ecuación 3.5 se obtiene como:

$$F = Fe \cdot MR$$

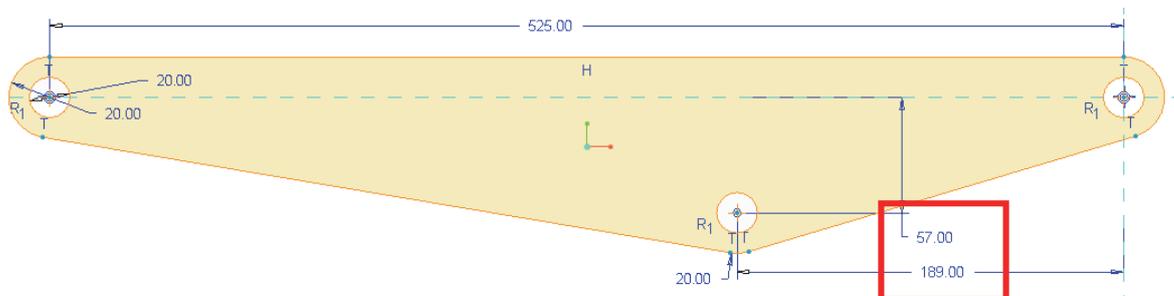
Una vez programados los datos que queremos obtener, realizamos el ensamblado del mecanismo con unos elementos previamente dimensionados sin mayor criterio más que la intuición.



**Figura 3.116.** Programación de mediciones en el análisis cinemático de la suspensión.

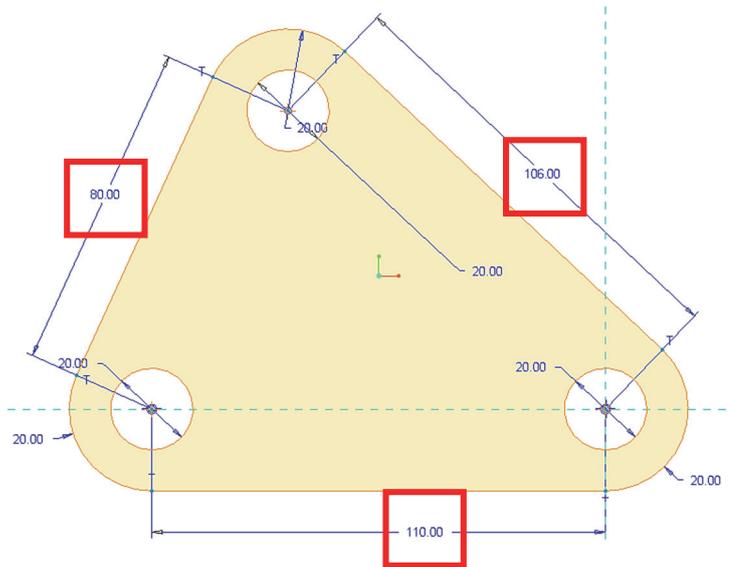
Tomamos como origen de coordenadas y punto de referencia, el punto de unión del basculante y el chasis (elementos rojo y verde respectivamente en la imagen 3.116), posteriormente se definen los puntos del chasis donde uniremos el conjunto amortiguador por una parte y la bieleta (elemento azul) por otra. Por último se introduce el balancín (elemento amarillo) uniéndolo al basculante y a la bieleta, y se le impone la condición de que al principio del análisis la longitud inicial del muelle sea de 268mm, esto es, siempre partiremos del reposo. En los puntos de unión que hemos definido, se definirán (siguiendo la nomenclatura del programa Creo Parametric) como “uniones Pin”, esto es, se permite el giro de un elemento respecto del otro pero no un desplazamiento relativo.

En el caso del basculante, siendo conocida su longitud, el único parámetro que podemos variar es el punto de unión con el balancín, esto es, las distancias que vienen resaltadas en la imagen 3.117.



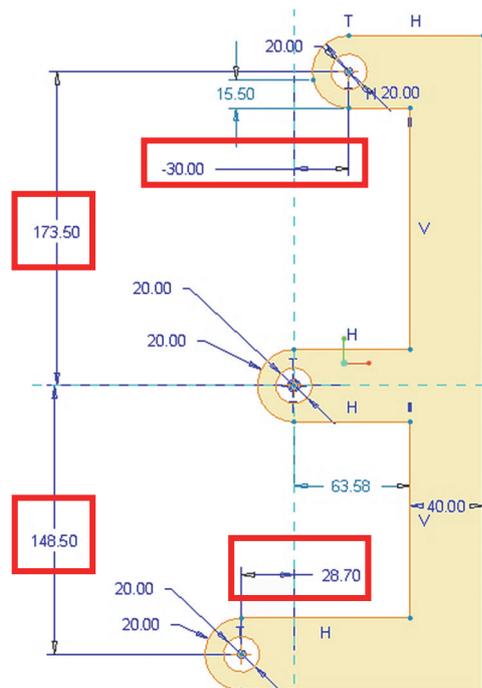
**Figura 3.117.** Dimensionamiento del basculante.

En el caso de la bieleta, su longitud es el único parámetro con el que podemos jugar, pero para el balancín, las longitudes a considerar son tres.



**Figura 3.118.** Dimensionamiento del balancín.

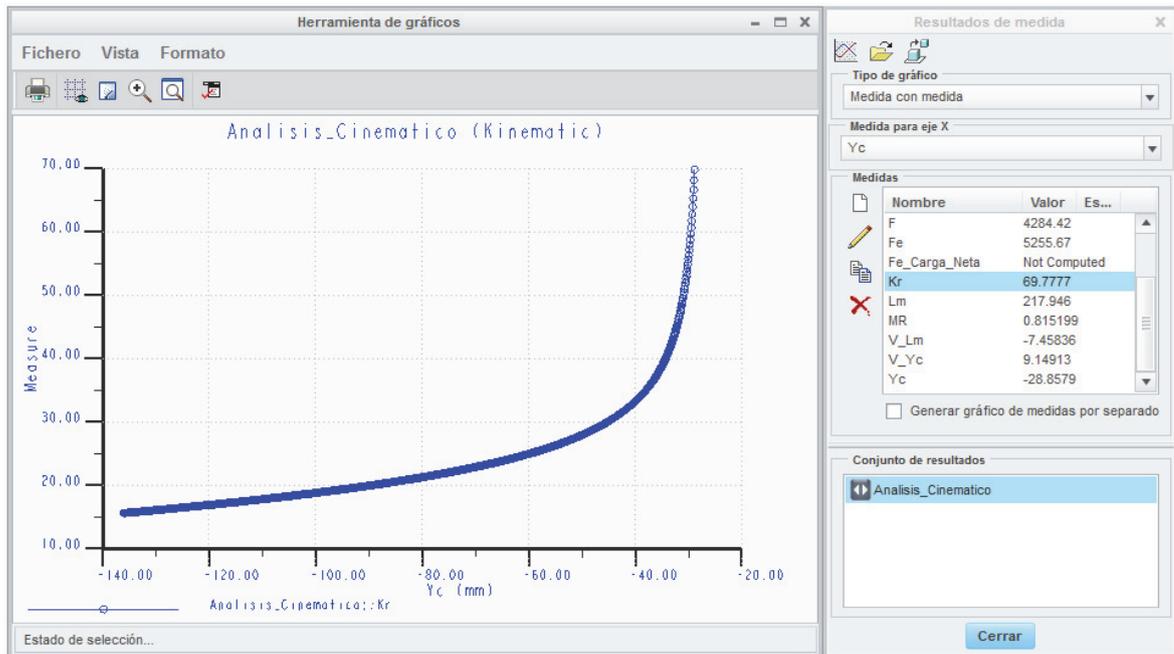
Además de modificar estas dimensiones a la hora de ajustar la suspensión para obtener una curva de rigidez óptima, podemos variar las coordenadas de los puntos en los que los diferentes elementos se unen al chasis, esto es, los puntos en los que el amortiguador, el basculante y la bieleta se unen al chasis, tal y como se muestra en la imagen 3.119.



**Figura 3.119.** Dimensionamiento de los puntos de anclaje al chasis

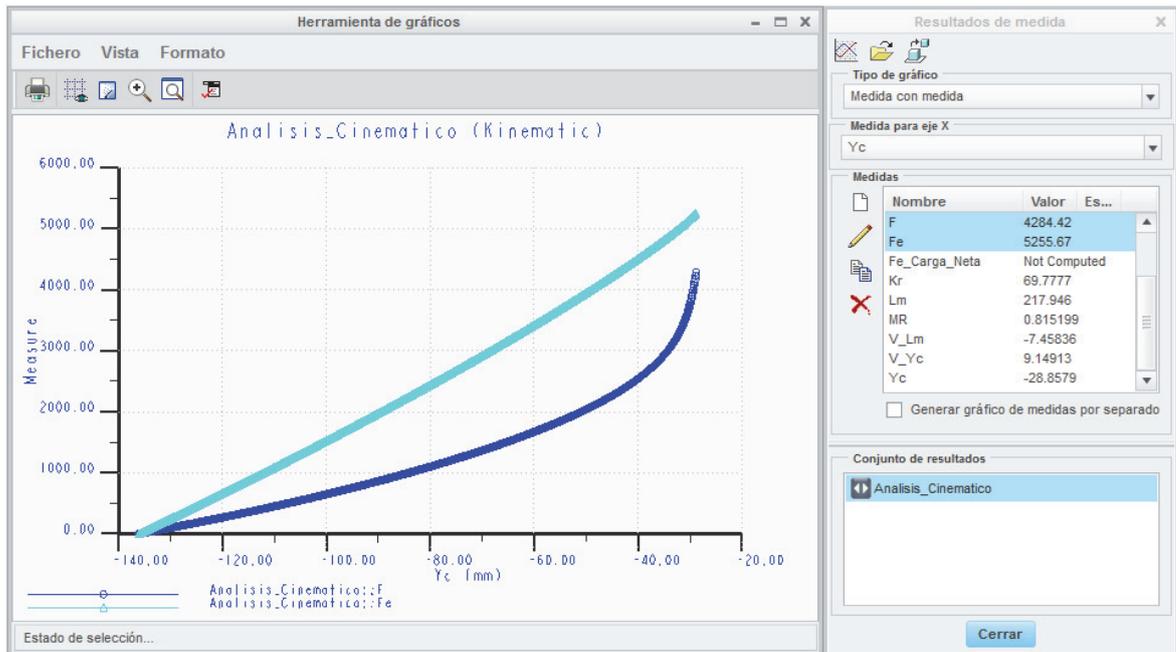
### 3.7.3 Resultados

Variando estas longitudes y distancias mencionadas, y obteniendo conclusiones que más adelante se detallarán en el capítulo 3.8 del presente documento, ya que la suspensión tiene que ser regulable, se obtiene la configuración con las características geométricas que se detallan en el documento anexo de planos y características dinámicas y cinemáticas que pasamos a detallar.



**Figura 3.120.** Características de la suspensión obtenida

- La suspensión es progresiva, ya que el valor de la Rigidez Reducida no es constante y es creciente.
- Cuando el muelle llega a su máxima compresión, esto es, cuando después de comprimirse 50mm pasa a medir 218mm, la fuerza que ejerce el mismo es la prevista, 5250N, y la máxima fuerza realizada en la rueda para que el muelle se comprima del todo es superior a 4.280N, muy por encima de los 2.500N estipulados, por lo que nos garantiza que el sistema no se bloquee o sufra daños por una fuerza excesiva.



**Figura 3.121.** Diagrama de fuerzas

- La curva de la Rigidez Reducida no empieza en 20N/mm, ya que al ser una curva creciente, tenemos cierto recorrido hasta que se alcanza la posición de equilibrio de 800N deducido en el apartado 3.6.2 del presente documento. Sin embargo, una vez alcanzada dicha posición, el valor de la Rigidez Reducida es de 20N/mm.

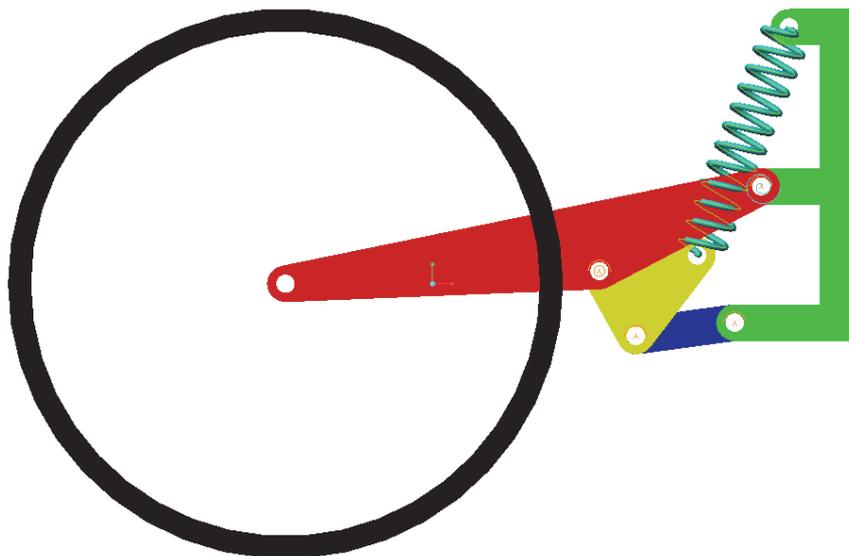
Una vez lograda la configuración deseada con todos los parámetros ajustados, procederemos a estudiar la regulación de la suspensión y a detallar los efectos que producen las modificaciones de las dimensiones de los elementos que conforman la suspensión.

### 3.8 Regulación de la suspensión

El objetivo de este proyecto, es la de encontrar un diseño de una suspensión regulable, en este caso en la variante Pro-Link, para una motocicleta de competición. Con esta regulación lo que tenemos que conseguir es que a la hora de competir, con la modificación de unos pocos parámetros y de forma sencilla, podamos ajustar la rigidez de la suspensión a las características de la pista y a la forma de conducir del piloto. Para ello vamos a estudiar los parámetros que podemos modificar y el efecto que provocan dichas modificaciones en la rigidez de la suspensión

#### 3.8.1 Bieleta

En el mecanismo obtenido en el capítulo 3.7 anterior, la bieleta necesaria para producir la rigidez representada en la figura 3.120, tiene una longitud (entre ejes) de 98 milímetros. Con este elemento tenemos que tener especial cuidado ya que si lo acortamos demasiado el mecanismo se puede quedar sin el suficiente radio de giro (distancia que suman la bieleta y el lado más pequeño del balancín), el sistema se puede bloquear. De hecho, en este mecanismo en concreto, la mínima longitud de la bieleta sin que se llegue a bloquear es de 95mm.



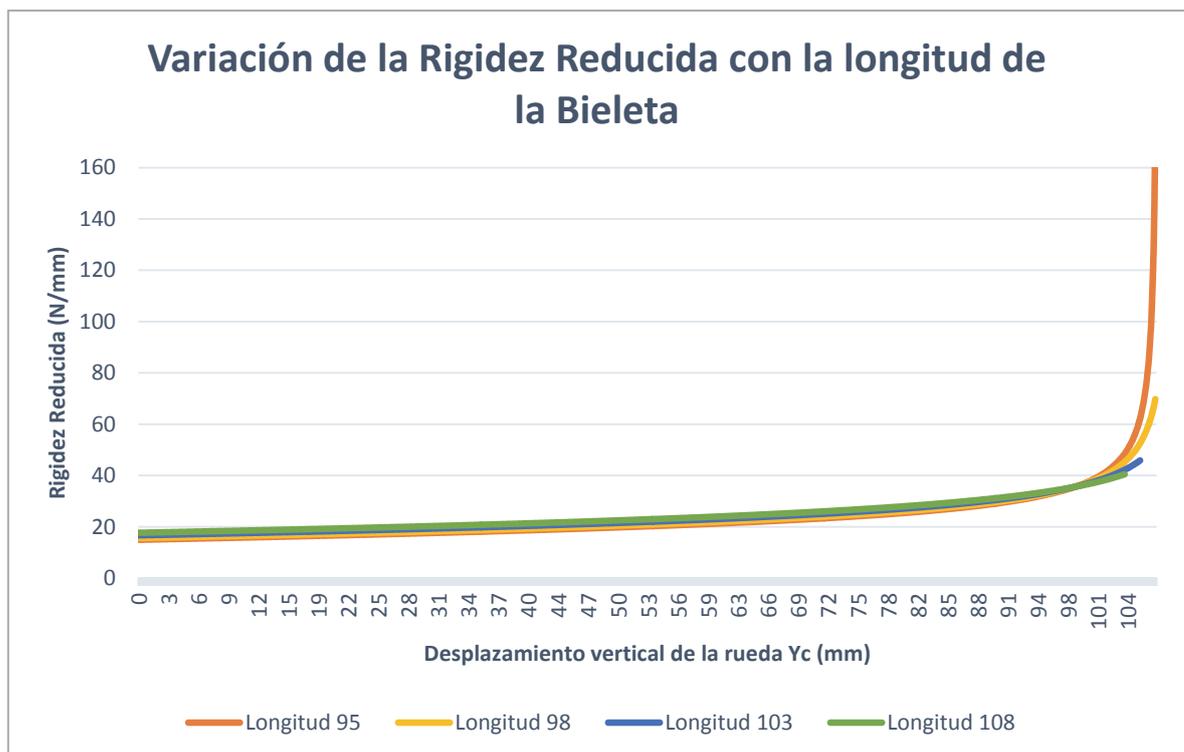
**Figura 3.122.** Posición inicial del mecanismo con bieleta de 108mm.

Por otra parte, si aumentamos en exceso la longitud de la bieleta sin modificar ningún otro parámetro del mecanismo, tenemos como efecto secundario el excesivo descenso que se puede producir en la motocicleta, tal y como aparece en

la figura 3.122 (con una bieleta de 108mm, el ángulo de inclinación del basculante pasa a ser de  $11,6^\circ$  en vez de  $15^\circ$ ). Este efecto puede ser perjudicial para para toda la cinemática y dinámica de la motocicleta, ya que además de bajar el CdG desplazaría el equilibrio de cargas que tenemos en ambas suspensiones.

Volviendo a los efectos que tiene la modificación de la longitud de la bieleta, vemos tal y como aparece representada en la figura 3.123, que tiene dos efectos:

- Reduciendo la longitud de la bieleta, conseguimos aumentar la rigidez en el último tramo del movimiento del sistema, pero al contrario reducimos la rigidez al principio de la curva
- Aumentado la longitud de la bieleta, el efecto es el totalmente opuesto al caso anterior, disminuye la rigidez para el tramo final de la curva pero aumenta en el tramo inicial.



**Figura 3.123.** Rigidez Reducida en función de la longitud de la bieleta

Estos datos representados en la imagen 3.123, los podemos ver reflejados también en la siguiente tabla, donde remarcado en rojo tenemos la rigidez de nuestro mecanismo original:

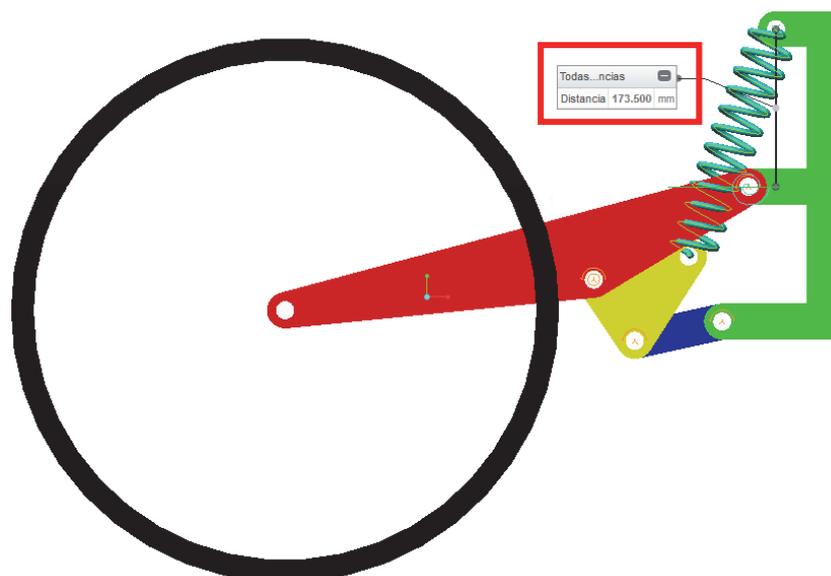
**Tabla 3.2.** Rigidez Reducida en función de la longitud de la bieleta

95	98	103	108
14,9257279	15,5996241	16,659753	17,6438294
14,932496	15,6063384	16,6663794	17,6503706
14,9392689	15,6130578	16,6730113	17,6569176
14,9460459	15,6197816	16,6796478	17,6634695
19,3098906	19,986968	21,0427954	22,0112224
19,3209195	19,9980635	21,0539484	22,0223711
19,331964	20,0091748	21,0651173	22,0335355
19,3430242	20,0203021	21,0763022	22,0447157
127,933525	65,2655701	45,1422343	40,1304123
145,616674	66,6466659	45,373823	40,2400502
172,863927	68,1450152	45,6107403	40,3510307
221,179284	69,7777134	45,8531994	40,4633832

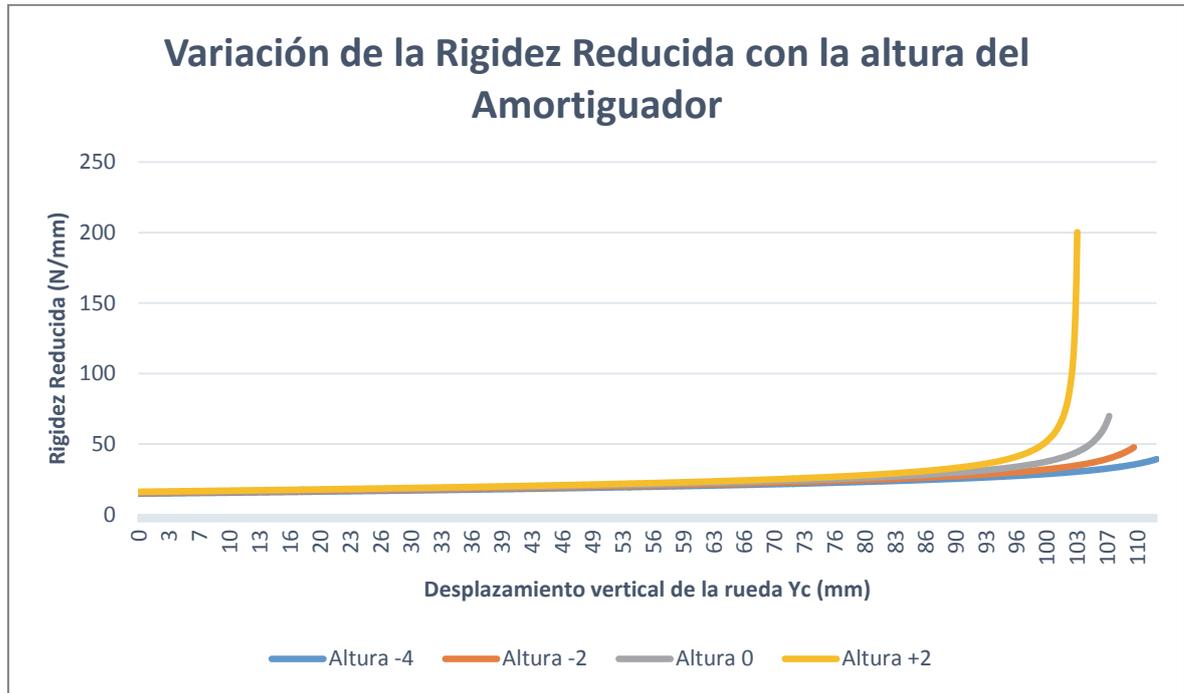
Según se puede apreciar en la tabla 3.2 dividida por tramos y por longitudes de bieleta, a mayor longitud, mayor es la Rigidez Reducida al inicio del recorrido, en el tramo central donde la rigidez de nuestro sistema es de 20N/mm, sigue siendo mayor la rigidez a mayor longitud de la bieleta, pero al final del recorrido la situación se invierte y de forma pronunciada.

### 3.8.2 Altura del amortiguador

En este caso veremos el efecto que genera en la Rigidez Reducida de la suspensión el aumento de la altura del punto de amarre del amortiguador.

**Figura 3.124.** Altura del punto de amarre del amortiguador

Una vez que sabemos el valor de dicha altura, 173,5mm, modificaremos la altura del punto de amarre del amortiguador al chasis de 2 en 2 milímetros.



**Figura 3.125.** Rigidez Reducida en función de la altura del punto de amarre del amortiguador al chasis.

Tal y como se puede apreciar en la imagen 3.125, los efectos producidos son claramente visibles:

- Bajando la altura de amarre del amortiguador conseguimos tres efectos:
  - Suavizamos la curva de la Rigidez Reducida, esto es, al final del recorrido no aumenta de forma tan pronunciada
  - Disminuimos en general el valor de la Rigidez Reducida
  - Aumentamos el recorrido vertical de la rueda
- Elevando la altura de dicho punto, el efecto conseguido es totalmente el contrario al anterior:
  - Al final del recorrido de la rueda, la Rigidez Reducida crece de una forma más pronunciada
  - El valor de la Rigidez Reducida aumente en general
  - El recorrido vertical de la rueda disminuye.

Por otra parte, cabe reseñar que en este caso también existe la posibilidad de que la suspensión se bloquee si subimos demasiado la altura del amortiguador. De hecho, si la subimos más de 2 milímetros, al final del recorrido la suspensión se bloquea.

En cuanto a la variación de la inclinación que puede suponer el mover el punto de amarre, no es tan acusado como en el caso anterior de la modificación de la longitud de la bieleta. En el caso en el que bajemos el punto de amarre 4 milímetros, la inclinación del basculante pasa a ser de  $16,13^\circ$ . El efecto sobre el CdG en este caso será menos perceptible que en el caso anterior, subiendo la cota del CdG cuando bajamos el punto de amarre de la suspensión.

Si tabulamos los datos representados en la figura 3.125, presentados en 4 columnas correspondientes a las cuatro curvas representadas y dividido en 4 zonas distintas (inicial, zona en la que la rigidez es de 20 para la configuración básica, y zona final), se puede apreciar con más detalle cómo la Rigidez Reducida varía con la modificación de la altura de amarre del amortiguador.

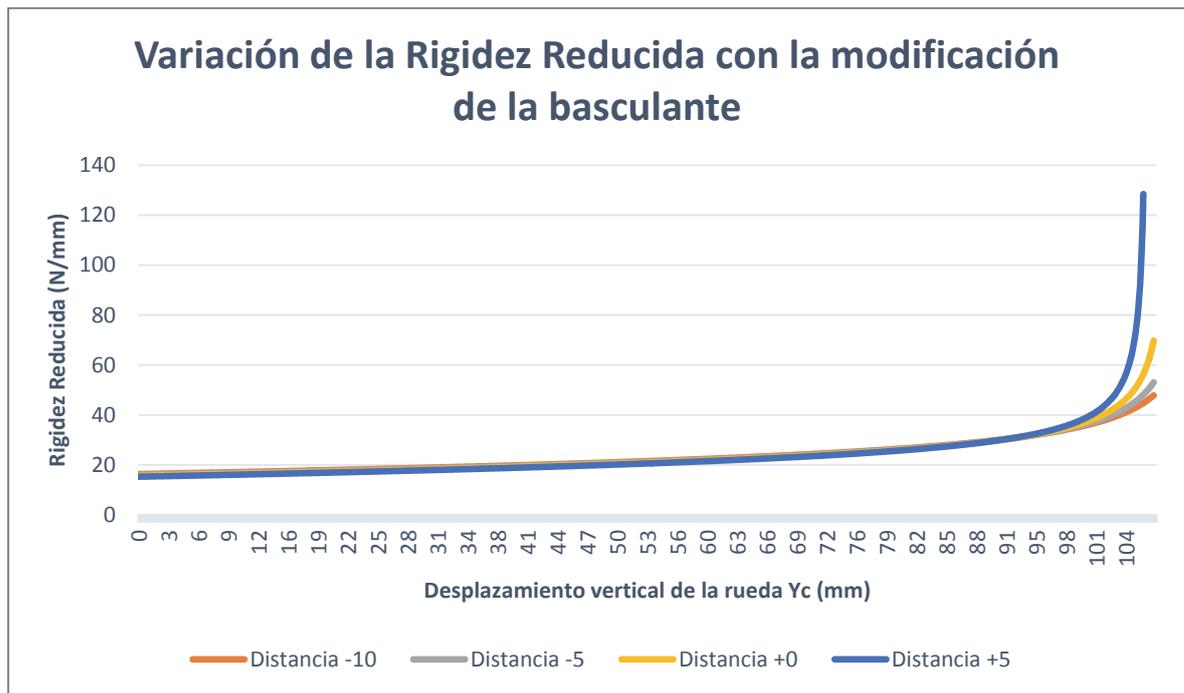
**Tabla 3.3.** Rigidez Reducida en función de la altura de amarre del amortiguador

Altura -4	Altura -2	Altura +0	Altura +2
14,714069	15,1507251	15,5996241	16,0643315
14,7202119	15,1571384	15,6063384	16,0713826
14,7263587	15,1635562	15,6130578	16,0784395
14,7325087	15,1699776	15,6197816	16,0855013
18,5629419	19,2505291	19,986968	20,7847531
18,5722073	19,2606321	19,9980635	20,7970438
18,5814833	19,2707481	20,0091748	20,8093543
18,5907698	19,2808769	20,0203021	20,8216846
38,697321	46,5213026	65,2655701	130,887701
38,8611389	46,8819097	66,6466659	145,823388
39,0282954	47,2551635	68,1450152	167,100597
39,198911	47,6418292	69,7777134	200,244586

### 3.8.3 Basculante

En esta caso la medida a modificar es la distancia que hay entre el punto de amarre del balancín a la línea formada por los puntos de unión del basculante al chasis por una parte y a la rueda por la otra, esto es, la distancia que viene acotada como 57mm en la figura 3.117.

Esta distancia la modificaremos de 5 en 5mm y representaremos gráficamente las nuevas curvas de las Rigideces Reducidas.



**Figura 3.126.** Rigidez Reducida en función de las modificaciones sobre el basculante

Tal y como se puede apreciar en la imagen 3.126, las variaciones de la Rigidez Reducida son notables en el tramo final de las curvas, siendo apenas perceptibles en la mayor parte del recorrido del movimiento vertical de la rueda, que a su vez apenas se ve recortada. Por lo tanto este sistema podría ser válido si únicamente quisiéramos modificar la rigidez final del movimiento de la rueda y mantenerlo prácticamente invariable el resto.

Estos comentarios se pueden apreciar en la siguiente tabla, donde tal y como hemos presentado en los casos anteriores, viene dividido en 3 sectores por cada modificación de distancia que realizamos.

**Tabla 3.4.** Rigidez Reducida en función de la altura de amarre del amortiguador

Distancia -10	Distancia -5	Distancia 0	Distancia 5
16,31070406	15,9483557	15,5996241	15,2625585
16,31726651	15,954996	15,6063384	15,2693409
16,32383411	15,9616415	15,6130578	15,2761284
16,3304061	15,9682914	15,6197816	15,2829201
20,62529643	20,3006944	19,986968	19,6805447
20,63624809	20,311721	19,9980635	19,6916981
20,64721539	20,3227633	20,0091748	19,7028673
20,65819837	20,3338213	20,0203021	19,7140526
47,00037091	51,6178265	65,2655701	97,6424125
47,27316869	52,0752019	66,6466659	105,200453
47,55272395	52,5497344	68,1450152	115,023019
47,83932464	53,0425237	69,7777134	128,410715

Tal y como se aprecia en la tabla 3.4, en el inicio de la curva y en la zona media, las variaciones son muy pequeñas, siendo más acusadas al final de la misma.

Cabe destacar que, como en el resto de los casos anteriores, un efecto beneficioso deseado acarrea otro efecto quizás no tan beneficioso, aunque en este caso la variación producida en la inclinación del basculante no es tan acusada como en el caso de la bieleta, llegando a un ángulo de inclinación de  $17,6^\circ$  cuando reducimos la distancia en 10mm.

### 3.9 Reacciones en las Conexiones y configuración desechada

Una vez definida la geometría del mecanismo, el siguiente paso natural es obtener el valor de las cargas a la que estarán sometidos los distintos elementos que componen el mecanismo para dimensionarlos en función de dichas cargas.

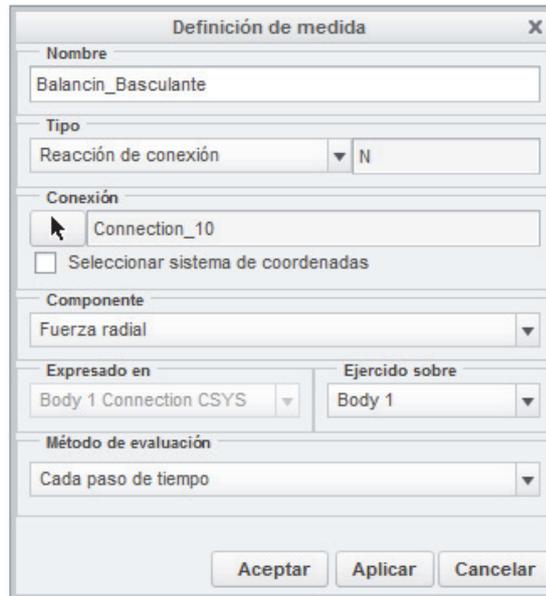
Sabemos que en nuestro mecanismo las cargas son aplicadas en la rueda, que éstas provocan que el muelle se comprima y a su vez aparezcan las correspondientes reacciones en las conexiones:

- Balancín-Basculante
- Balancín-Bieleta
- Chasis-Basculante
- Chasis-Bieleta

Por mecánica básica sabemos que las reacciones Balancín-Bieleta y Chasis-Bieleta tienen que ser exactamente iguales ya que al tratarse de una barra transmite las cargas en una única dirección. Y por otra parte, la carga que ejerce el muelle sobre el balancín es perfectamente conocida (ecuación 3.4) y depende del grado de compresión que sufre el mismo.

Por otra parte, entre los distintos elementos que componen el mecanismo, existe un movimiento relativo de rotación, y para permitirlo y facilitarlo utilizaremos elementos como rótulas y rodamientos, necesitando para dimensionarlos las cargas en los puntos de unión.

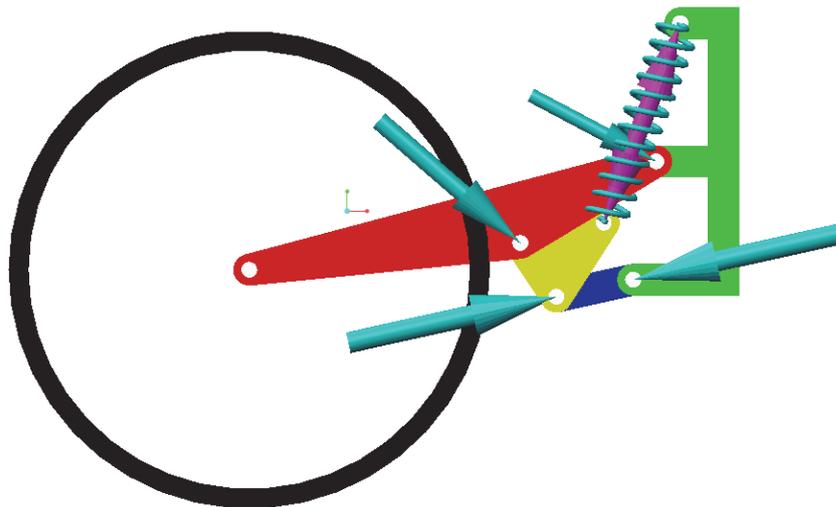
Para determinar las cargas o reacciones en los puntos de conexión de los distintos elementos, realizaremos un análisis estático en los estadios más interesantes y críticos del movimiento del mecanismo, utilizando para ello el Módulo de Mecanismos de Creo Parametric. En dichos análisis estáticos, indicaremos al programa que nos mida las reacciones en las conexiones en dirección radial (ya que la carga que estamos aplicando está contenida en el plano del mecanismo), tal y como aparece en la figura 3.127. Seguidamente aplicaremos sobre la rueda la carga correspondiente al estadio a estudiar y se realizará el análisis estático correspondiente.



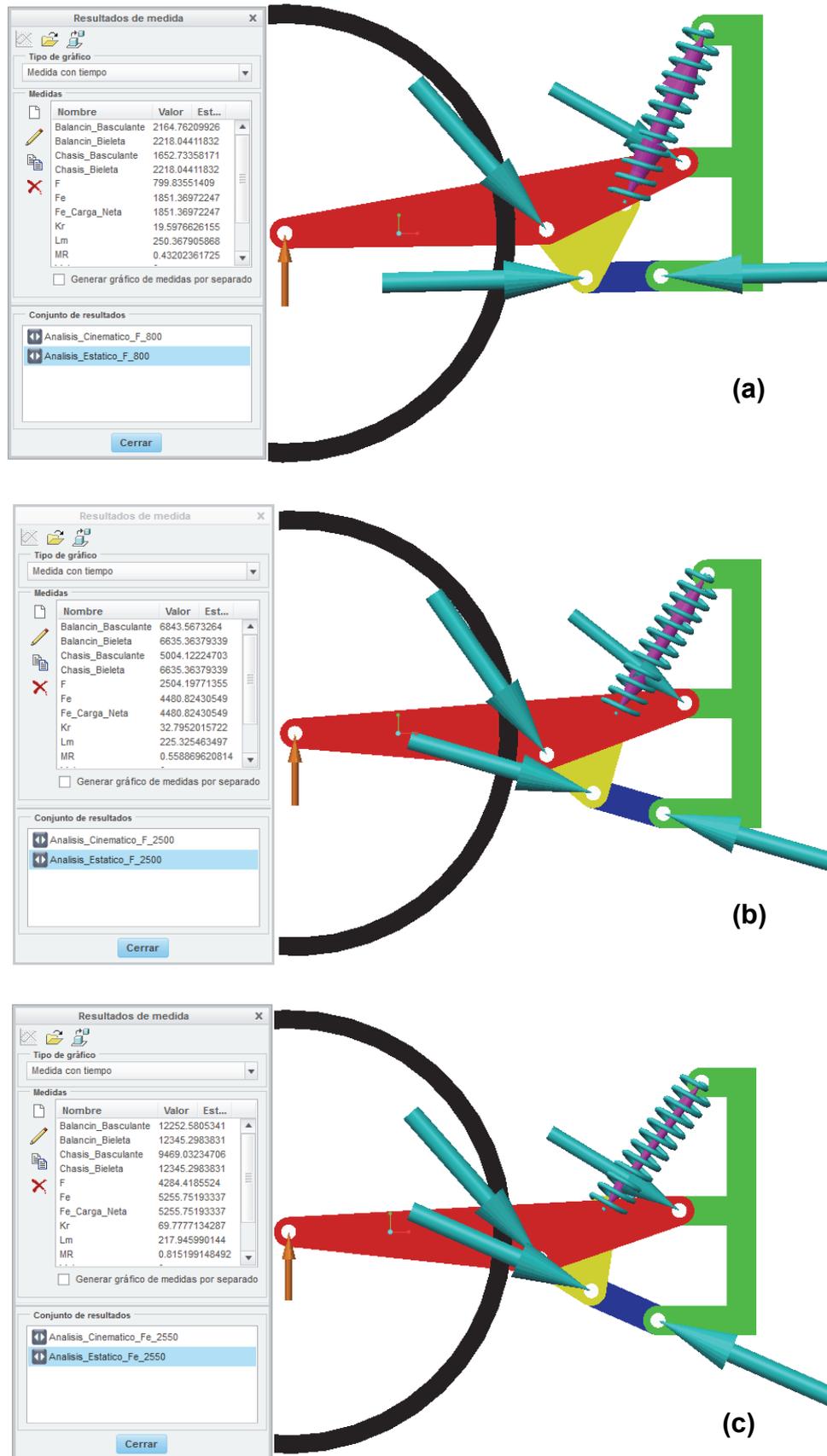
**Figura 3.127.** Cuadro de diálogo para medir reacciones de conexión.

El análisis estático lo correremos en tres posiciones distintas:

- Posición de equilibrio inicial: en parada y con el motorista subido en la moto, que como ya se obtuvo, la fuerza que ejerce la rueda es de 800N.
- Posición de carga máxima sobre la rueda: en este caso la fuerza que ejerce la rueda es de 2.500N.
- Posición de máxima compresión del muelle: En el punto de máxima compresión, el muelle ejerce una fuerza de 5.250N



**Figura 3.128.** Diagrama de las reacciones a obtener. Situación inicial. (Vectores azules: reacciones en las conexiones. Vector morado: carga neta en el muelle)



**Figura 3.129.** Diagramas de las reacciones. (a)  $F=800\text{N}$ . (b)  $F=2.500\text{N}$ . (c)  $F_e=2.250\text{N}$

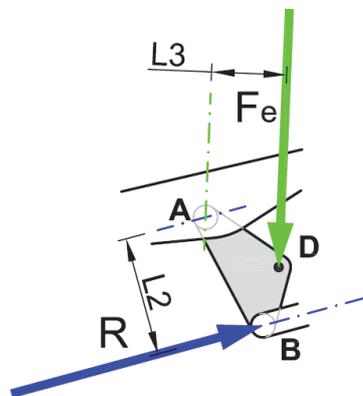
En la imagen 3.129 se puede apreciar la variación de las direcciones de las reacciones en las conexiones y los resultados obtenidos en los distintos análisis estáticos realizados, que los tabulamos en la tabla 3.5 siguiente para cada una de las tres opciones explicadas anteriormente.

**Tabla 3.5.** Valores de las fuerzas actuantes sobre el sistema en Newtons.

	F	Fe	Balancín Basculante	Balancín Bieleta	Chasis Basculante	Chasis Bieleta
a	799,84	1.851,37	2.164,76	2.218,04	1.652,73	2.218,04
b	2.504,20	4.480,82	6.843,57	6.635,36	5.004,12	6.635,36
c	4.284,42	5.255,75	12.252,58	12.345,30	9.469,03	12.345,30

El siguiente paso consistirá en comprobar manualmente la veracidad de estos datos, o por lo menos de alguno de ellos para asegurarnos de que el análisis estático es válido y no teníamos que haber realizado otro tipo de análisis.

Para realizar dichas comprobaciones, recordaremos de nuevo la figura 3.130 y la ecuación 3.23 utilizados para calcular la Relación de Velocidades en el sistema de suspensión Pro-Link.

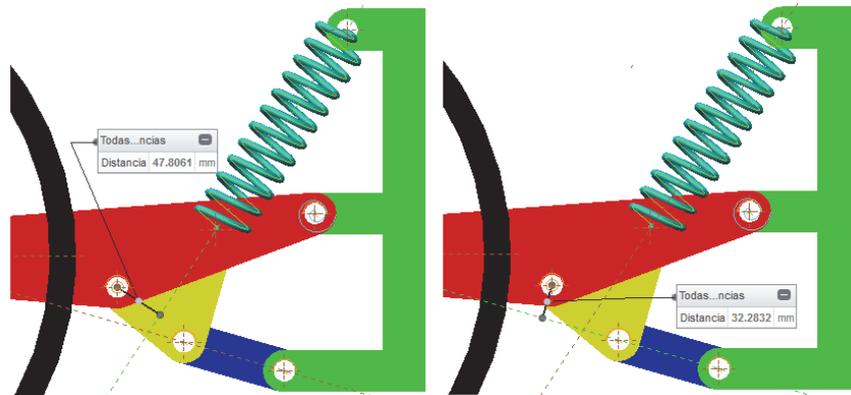


**Figura 3.130.** Acciones sobre el balancín

$$R = F_e \cdot \frac{L_3}{L_2} \quad (\text{Ecuación 3.23})$$

Supongamos que estamos en la situación (b), Donde sobre la rueda se ejerce una fuerza de 2.500N, esto es, la fuerza máxima de cálculo que ejerceremos sobre la misma, y que en esta situación, y en función de la longitud que se comprime el muelle, la fuerza elástica que nos proporciona es de 4.480,82N.

Si utilizamos el programa Creo Parametric para medir las distancias  $L_2$  y  $L_3$ , tal y como aparece en la figura 3.131, y aplicamos la ecuación 3.23 para calcular el valor de la fuerza  $R$ , la reacción entre balancín y bieleta:



**Figura 3.131.** Valores de las distancias  $L_2$  y  $L_3$ .

Siendo  $L_2=32,2832\text{mm}$  y  $L_3=47,8061\text{mm}$  tal y como aparece en la figura 3.131:

$$R = F_e \cdot \frac{L_3}{L_2} = 4.480,82 \cdot \frac{47,8061}{32,2832} = 6.635,35\text{N}$$

Que es exactamente el mismo valor que nos da el programa.

Para obtener el valor de la reacción en el punto A, esto es, la reacción entre balancín y basculante, aplicaremos la ecuación 3.35, ecuación básica de la estática:

$$\sum \vec{F} = 0 \quad (\text{Ecuación 3.35})$$

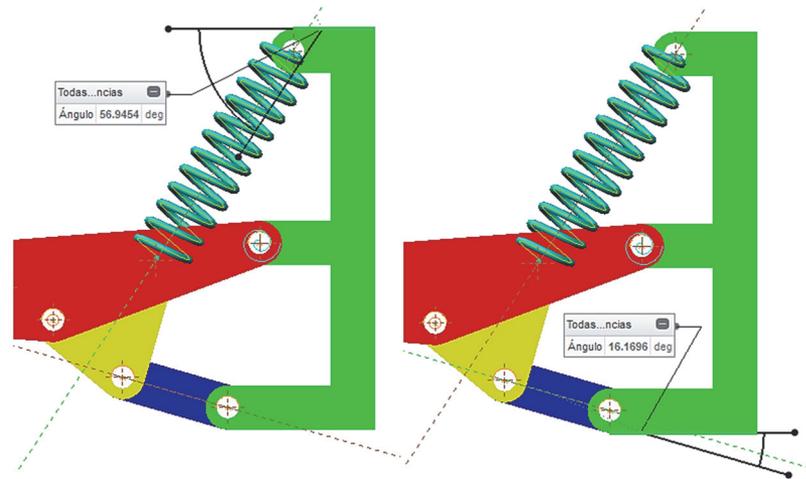
Sabiendo los ángulos que forman las fuerzas con la horizontal (figura 3.132), las podremos descomponer en sus componentes horizontal y vertical:

$$\text{eje } X \rightarrow R_{Ax} = F_e \cdot \cos(\widehat{F_e, X}) - R \cdot \cos(\widehat{R, X})$$

$$\text{eje } Y \rightarrow R_{Ay} = R \cdot \sin(\widehat{R, X}) + F_e \cdot \sin(\widehat{F_e, X})$$

$$\text{eje } X \rightarrow R_{Ax} = 4.480,82 \cdot \cos(56,9454) - 6.635,35 \cdot \cos(16,1696) = -3.928,86\text{N}$$

$$\text{eje } Y \rightarrow R_{Ay} = 6.635,35 \cdot \sin(16,1696) + 4.480,82 \cdot \sin(56,9454) = 5.603,43\text{N}$$



**Figura 3.132.** Valores de los ángulos que forman las direcciones de las fuerzas con la horizontal

Y obteniendo en módulo del vector según la ecuación 3.40:

$$R_A = \sqrt{(R_{Ax})^2 + (R_{Ay})^2} \quad (\text{Ecuación 3.40})$$

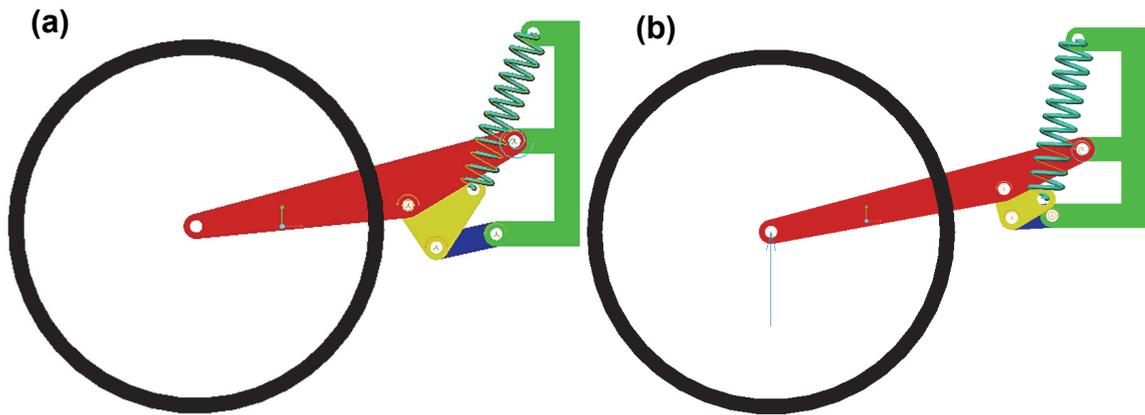
$$R_A = \sqrt{(R_{Ax})^2 + (R_{Ay})^2} = \sqrt{(-3.928,86)^2 + (5.603,43)^2} = 6.843,56N$$

Que es exactamente la misma fuerza que nos da el programa en el análisis estático.

Por lo tanto, como conclusión podemos decir que las fuerzas y reacciones obtenidas con el programa son perfectamente válidas y por consiguiente las utilizaremos para los cálculos posteriores a realizar.

Como es de suponer, antes de llegar a la solución final del problema, se han estudiado diversas configuraciones teniendo como objetivo obtener la mejor curva posible para la Rigidez Reducida. Pero sin embargo, no se hacía mención a las cargas a soportar por los elementos del mecanismo.

En la siguiente figura 3.133, aparecen representadas dos configuraciones distintas:

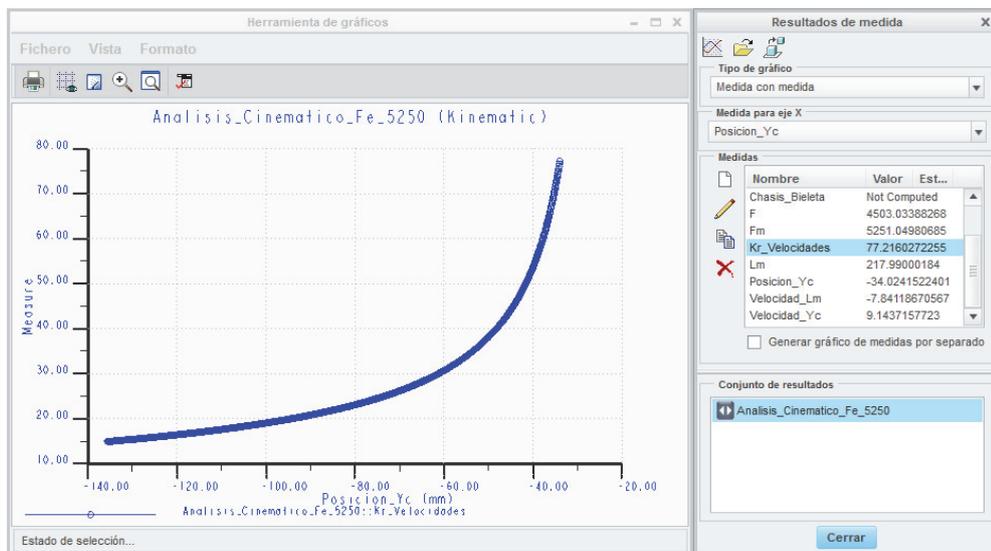


**Figura 3.133.** Dos configuraciones Pro-Link: (a) Configuración final adoptada como solución. (b) Configuración desechada.

- a) Configuración final adoptada. La curva de la Rigidez Reducida y las reacciones en las conexiones son las que se han mostrado hasta ahora
- b) Configuración desechada.

Tal y como se puede apreciar en la figura 3.133, las diferencias geométricas entre las dos opciones son notables:

- El balancín y la bieleta son notablemente más pequeños.
- La distancia de amarre del balancín al basculante es más cercana a la línea de  $15^\circ$  que forman el eje de la rueda y el eje de giro del basculante.
- El mecanismo en general queda más cerca del chasis.



**Figura 3.134.** Curva de Rigidez Reducida del mecanismo desechado.

En la figura 3.134 se representa la curva de la Rigidez Reducida de la suspensión desechada, curva que cumple con todos los parámetros de diseño requeridos. Pero aun siendo una curva óptima, presentaba dos inconvenientes a tener en cuenta:

- Dimensión de la bieleta. Con una longitud de diseño de 66mm entre ejes, se antoja muy difícil el realizar una bieleta regulable en longitud con las cargas que tendría que soportar
- Reacciones en las uniones. En la siguiente tabla 3.6 se representan las reacciones calculadas para esta configuración desechada, y su incremento respecto de las mismas reacciones calculadas en la solución adoptada. Tal y como se puede apreciar, las cargas son notablemente superiores dificultando la adopción de soluciones de uniones mediante rodamientos y rótulas en elementos tan pequeños.

**Tabla 3.6.** Valores de las fuerzas sobre las uniones en la solución desechada y su diferencia respecto de la solución adoptada (Fuerzas en Newtons)

	F	Fe	Balancín Basculante	Balancín Bieleta	Chasis Basculante	Chasis Bieleta
<b>a</b>	<b>800,12</b>	<b>1.821,08</b>	<b>3.187,97</b>	<b>2.808,21</b>	<b>2.710,38</b>	<b>2.808,21</b>
%	0,00%	-1,64%	47,27%	26,61%	63,99%	26,61%
<b>b</b>	<b>2.503,06</b>	<b>4.118,04</b>	<b>10.259,66</b>	<b>8.992,09</b>	<b>8.655,22</b>	<b>8.992,09</b>
%	0,00%	-8,10%	49,92%	35,52%	72,96%	35,52%
<b>c</b>	<b>4.503,03</b>	<b>5.251,00</b>	<b>18.883,53</b>	<b>17.116,38</b>	<b>16.022,60</b>	<b>17.116,38</b>
%	5,10%	0,00%	54,12%	38,65%	69,21%	38,65%

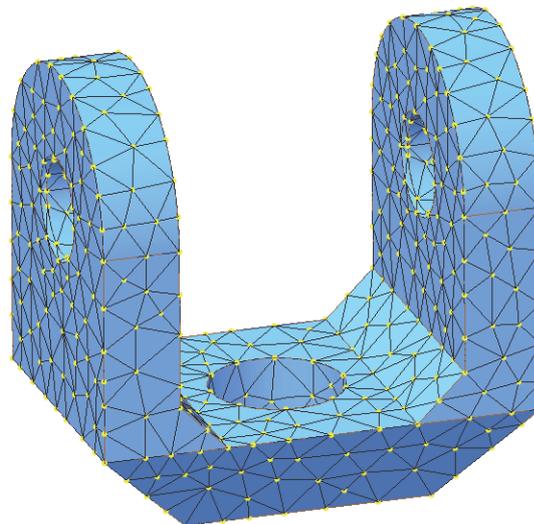
Básicamente por este último motivo se desechó esta solución y se buscó otra que teniendo similar curva para la Rigidez Reducida, las cargas fueran notablemente inferiores y facilitaran la implantación de elementos de unión.

### 3.10 Introducción al Método de Elementos Finitos (MEF)

El método de los elementos finitos es un método de aproximación de problemas continuos, de tal forma que:

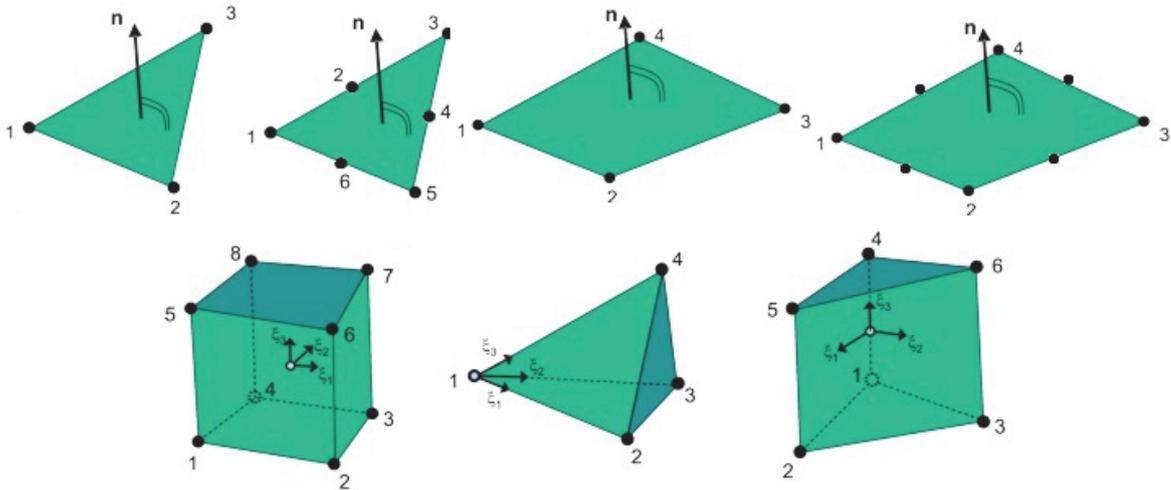
- El continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes.
- La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma por ensamblaje de los elementos.
- Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos.
- El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las adecuadas funciones de interpolación o funciones de forma.

El MEF, por tanto, se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos.



**Figura 3.135.** Sólido discretizado o mallado con elementos tetraedro.

Los programas de EF tienen una librería de elementos entre los cuales se debe elegir a la hora de discretizar el medio continuo, en función del tipo de medio que tengamos, simplificaciones que realicemos y precisión que queramos obtener en el análisis.



**Figura 3.136.** Distintos elementos para mallar el medio continuo.

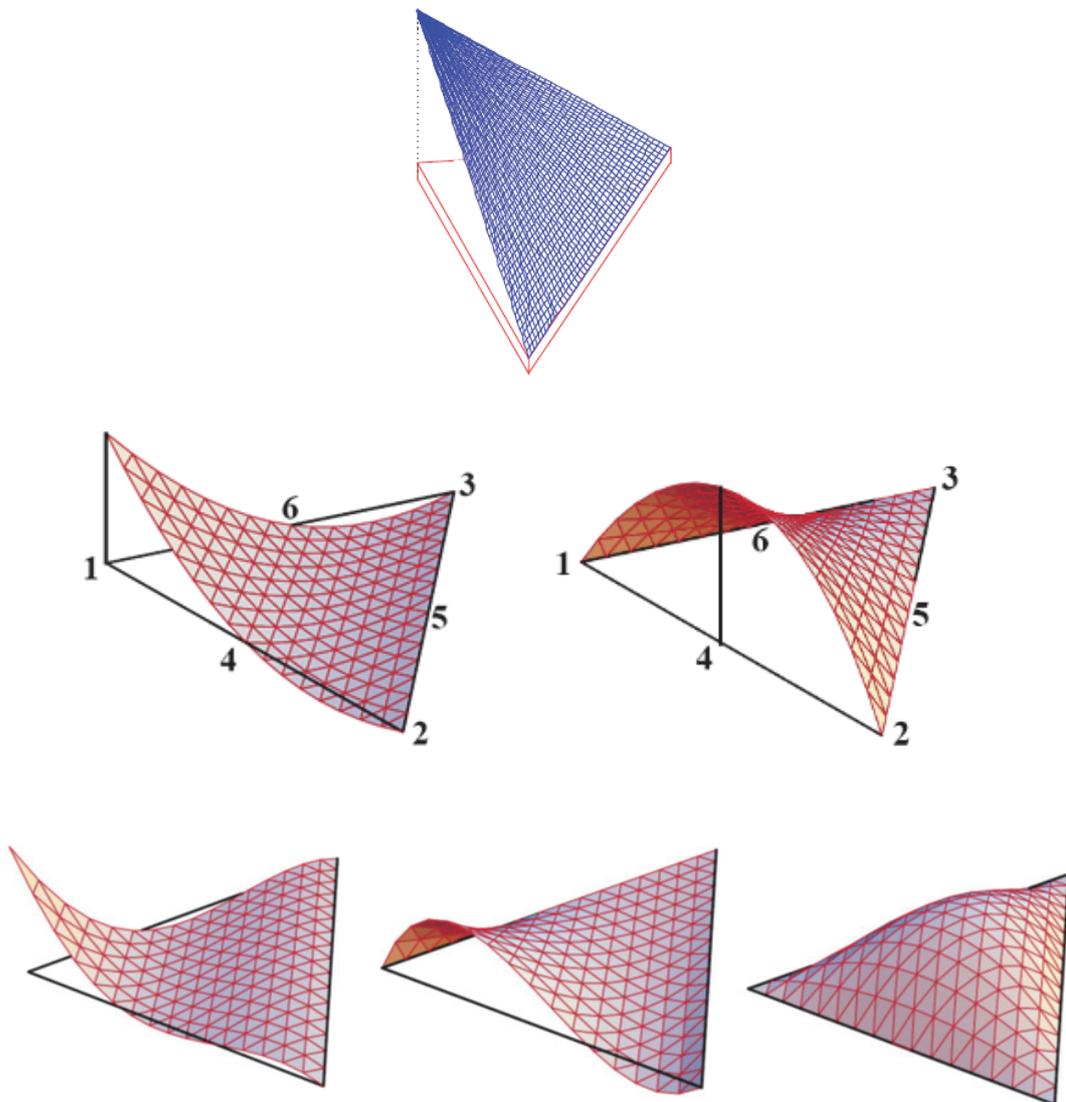
Como norma general, los elementos lineales contienen nodos en los vértices de los mismos, no así los elementos de orden superior (cuadráticos, cúbicos...) que también tienen nodos en los lados (Figura 3.136). Cuanto mayor sea el orden de un elemento, mayor será la precisión del resultado obtenido, aumentando también el coste computacional para obtenerlo.

La interpolación es un elemento clave del MEF, puesto que es a través de las funciones de interpolación, donde se consigue reducir el problema a la determinación de los desplazamientos de unos nodos. Estas funciones deben dar valores suficientemente aproximados de los desplazamientos de cualquier punto del elemento, en función de los desplazamientos de los nodos.

Las funciones de interpolación están definidas únicamente para el elemento, y son nulas en el exterior de dicho elemento. Estas funciones tienen que cumplir determinadas condiciones: debe valer 1 en el nudo  $i$  y 0 en los restantes nudos.

Las funciones de interpolación son funciones polinómicas, donde el orden o grado de dichas funciones de interpolación, coincide con el orden del elemento con el que hemos mallado el sólido continuo. Por lo tanto, a mayor orden en los elementos

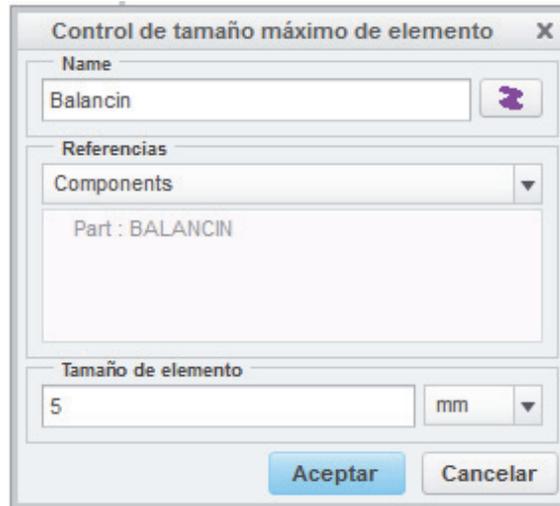
seleccionados para mallar el sólido, mayor grado de las funciones de interpolación y por consiguiente, mayor precisión en la solución.



**Figura 3.137.** Elemento triángulo con función de interpolación lineal (primera fila), cuadrática (segunda fila) y cúbica (tercera fila)

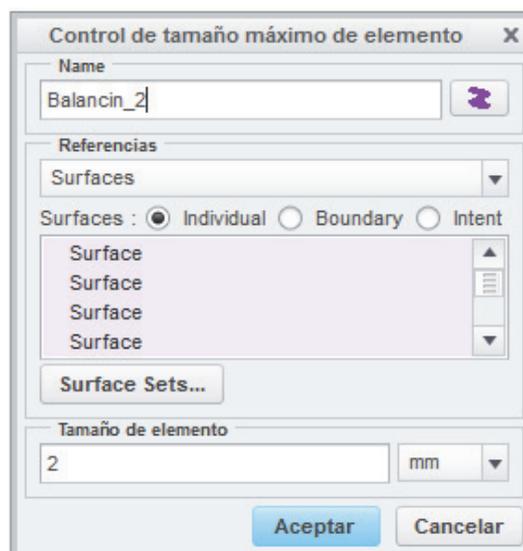
Una vez hecha esta pequeña introducción en el que se han visto varios tipos de elementos con los que se pueden mallar los sólidos y el orden de los mismos, pasaremos a detallar las opciones utilizadas en el módulo Simulate (módulo de análisis por el Método de Elementos Finitos) del programa Creo Parametric 2.0.

- **Mallado.** En el mallado de los diferentes elementos sólidos, se han utilizado las opciones por defecto que trae el programa con varias salvedades.

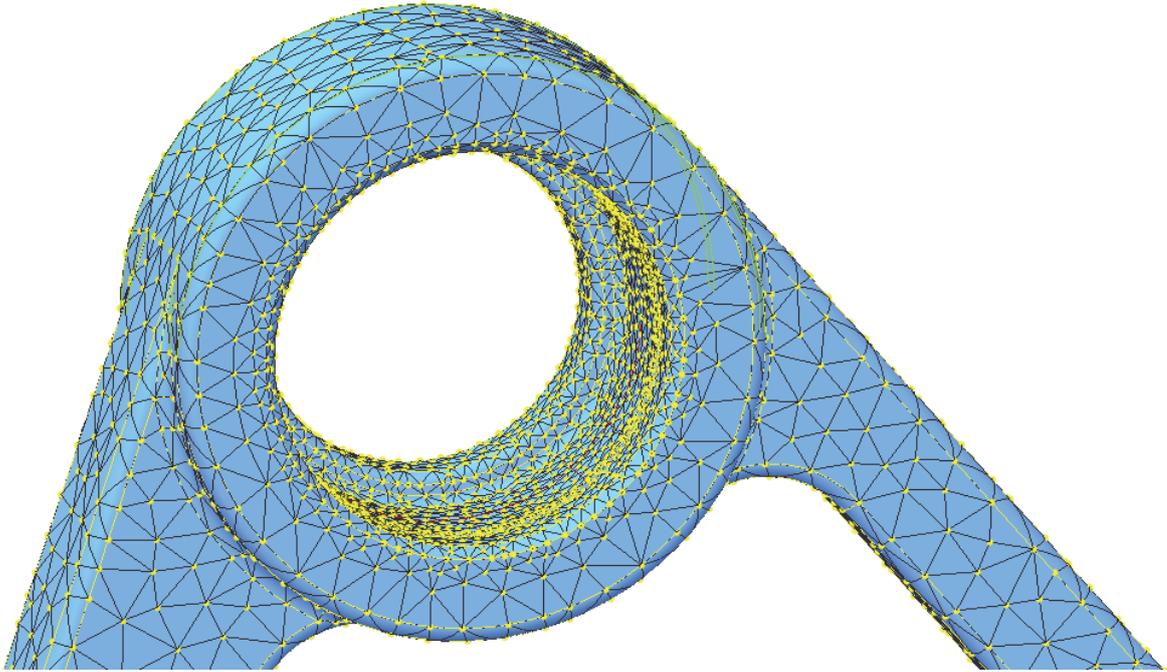


**Figura 3.138.** Ventana control de tamaño máximo de elemento de mallado: selección componente

Tal y como aparece en la imagen 3.138, se ha limitado el tamaño máximo de los elementos a utilizar a 5 milímetros. Por otra parte, en las zonas en las que se han previsto problemas, o han aparecido problemas con concentración de tensiones, se ha refinado el mallado limitando el tamaño de los elementos en dichas zonas a 2 milímetros, utilizando la misma función, pero en vez de seleccionar componentes, seleccionando superficies, tal y como muestra la figura 3.139.

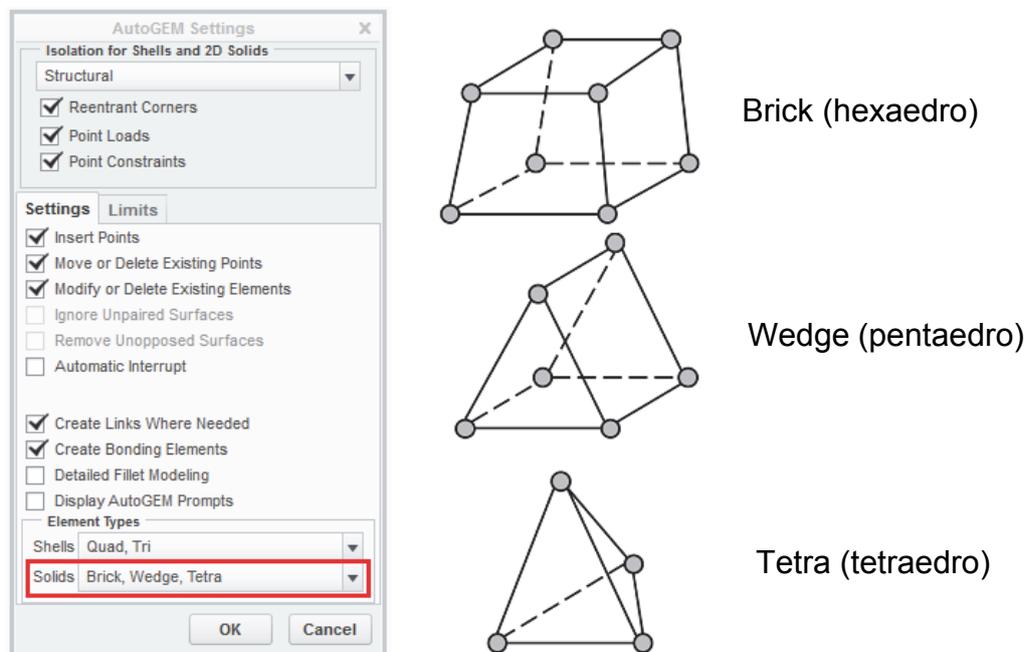


**Figura 3.139.** Ventana control de tamaño máximo de elemento de mallado: selección superficies



**Figura 3.140.** Detalle de la diferencia de tamaños en el mallado y refinado.

- **Elementos utilizados en el mallado.** En las opciones por defecto que trae el programa a la hora de mallar sólidos en un análisis estructural, los elementos utilizados por el programa son Brick (hexaedro), Wedge (pentaedro) y Tetra (tetraedro) tal y como aparece en la figura 3.141.



**Figura 3.141.** Elementos de mallado por defecto del programa Creo Parametric

El programa tiende a mallar los sólidos con el elemento que más fácil le resulta hacerlo, siendo en este caso el tetraedro el elemento más utilizado. Pero este elemento se caracteriza por tener tensión constante en todos los puntos, por lo que se considera un elemento bastante pobre a la hora de realizar los análisis, ya que no nos da una continuidad en las mismas y los resultados presentados pueden no ser todo lo bueno que se pudieran esperar. Más adelante veremos cómo se resuelve este problema.

- **Definición de análisis estático.** Una vez que tenemos el sólido mallado, tenemos que definir el método a utilizar a la hora de correr el análisis además de las cargas y restricciones a aplicar.

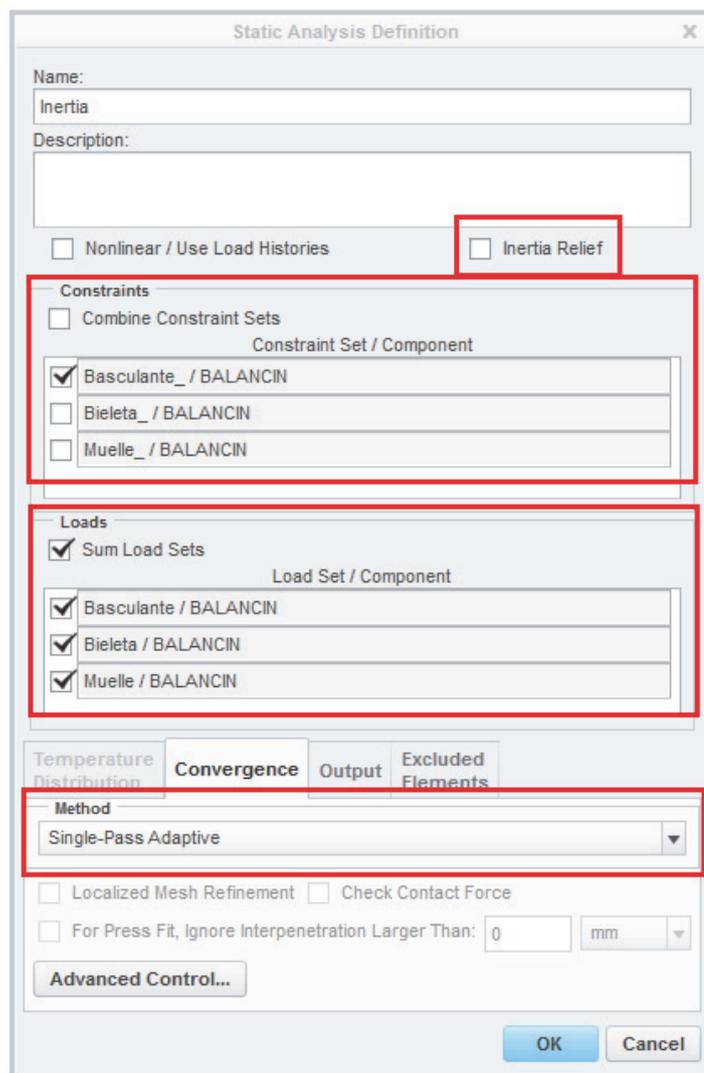
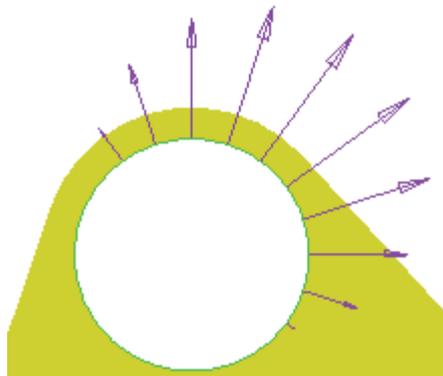


Figura 3.142. Cuadro de definición de análisis estático.

En el módulo Simulate del Creo Parametric, se pueden definir tipos de análisis distintos en función de la combinación de cargas, restricciones y método de convergencia que se desean utilizar, pudiendo guardarlos bajo distintos nombres, tal y como aparece en la figura 3.142. De este cuadro de diálogo, nos centraremos en 2 opciones de relevante importancia:

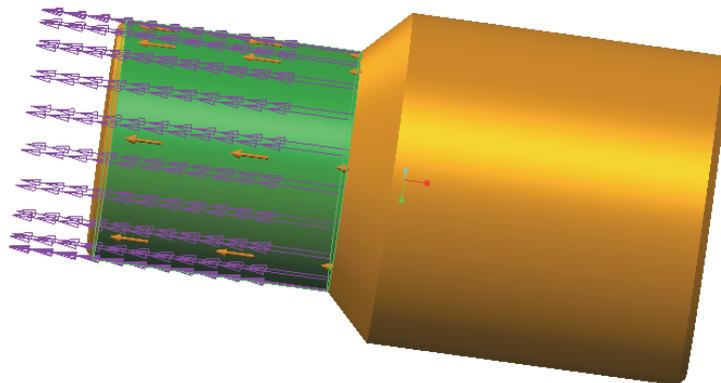
- **Convergence Method: Single-Pass Adaptive.** En esta opción que el programa trae por defecto, realiza un primer análisis utilizando funciones de interpolación de tercer orden, esto es, utilizando elementos de orden cúbico. Con este primer análisis, el programa realiza una estimación del error cometido a la hora de obtener la distribución de tensiones, y utilizando dicha estimación, calcula el orden idóneo de las funciones de interpolación a utilizar para minimizar dicho error y así realizar un segundo y último análisis. De esta manera se garantiza la precisión de los resultados obtenidos (siempre y cuando las condiciones de contorno estén bien definidas) y solventamos el problema de los elementos tetraedro, ya comentado en el apartado anterior, de forma que al utilizar elementos de orden superior, dejan de ser elementos de tensión constante.
- **Inertia Relief.** La opción de Inertia Relief en el cuadro de diálogo de definición de Análisis Estático se utiliza para analizar modelos sin restricciones. Utilizando esta opción, Creo Simulate analiza el modelo como si estuviera flotando libremente en el espacio, sin ninguna restricción, pero con las cargas aplicadas. Durante el análisis con la opción de Inertia Relief activada, Creo Simulate internamente genera un nuevo sistema de coordenadas y define un conjunto de restricciones nueva conteniendo 3 puntos restringidos respecto del nuevo sistema de coordenadas generado. Durante el análisis, también aplica cargas sobre el sólido para equilibrar las cargas que le habíamos introducido. A la hora de interpretar las soluciones, hay que tener en cuenta que las restricciones que aplica el programa en los tres puntos, afectan a la solución de desplazamientos pero no al de las tensiones.

- **Tipo de cargas empleadas.** A la hora de realizar los análisis de los distintos elementos mediante el Método de Elementos Finitos, se han utilizado 2 tipos de cargas:
  - **Bearing Load.** Este tipo de cargas simulan la distribución de presión que se generaría en un orificio por la fuerza ejercida por un eje, pasador, bulón o rodamiento. El programa nos pedirá como dato las componentes cartesianas de la fuerza, o dirección y magnitud, generando el programa la distribución senoidal de presiones sobre la superficie seleccionada.



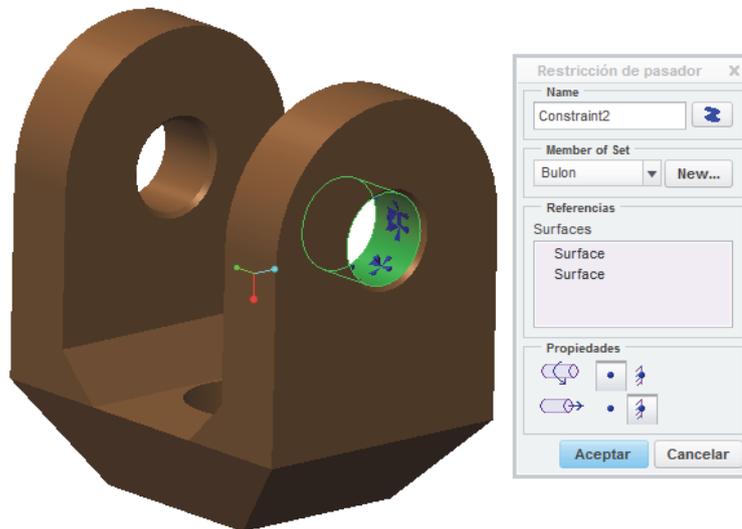
**Figura 3.143.** Distribución de carga tipo “Bearing Load”

- **Force/Moment Load.** Utilizaremos el cuadro de definición general de una fuerza para simular la fuerza ejercida por las roscas. Seleccionaremos la superficie en la que queremos aplicar la fuerza y su valor, de forma que el programa distribuirá uniformemente la fuerza sobre la superficie indicada.



**Figura 3.144.** Simulación de fuerza que ejerce una superficie roscada.

- **Restricciones empleadas.** A la hora de realizar las simulaciones por MEF, además de las cargas, tenemos que aplicar ciertas restricciones geométricas que simulen de la forma más realista posible las restricciones geométricas y de contorno con los que nos podamos encontrar en la realidad.
  - **Restricción Pin.** Esta restricción que es aplicable a superficies cilíndricas, restringimos o permitimos ciertos movimientos respecto del eje de la superficie. En nuestro caso, por el tipo de elementos con los que estamos trabajando, a la hora de definir este tipo de restricciones, permitiremos el giro del sólido respecto de dicho eje (rodamiento) pero no a lo largo del mismo (pistón).



**Figura 3.145.** Cuadro de diálogo de restricción Pin.

- **Restricción de Desplazamiento.** En este caso, en el cuadro de diálogo de la Restricción por Desplazamiento, podemos imponer las condiciones que creamos convenientes para nuestro sistema: restringir movimientos lineales o angulares, o imponer un determinado desplazamiento en la dirección seleccionada. En nuestro caso, hemos utilizado esta restricción, tal y como aparece en la figura 3.146, para imponer la condición de que los planos seleccionados tengan desplazamiento libre en 2 direcciones pero restringida en la tercera.

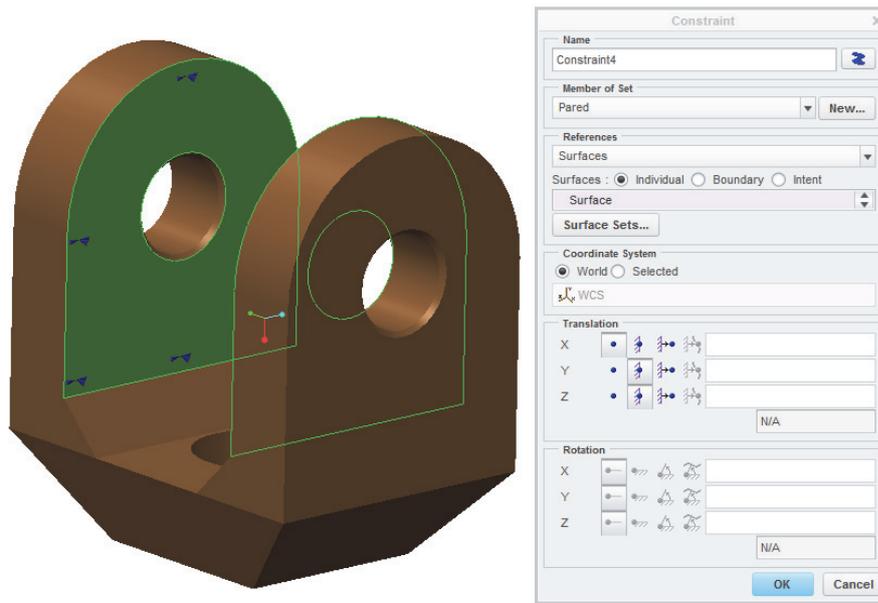


Figura 3.146. Cuadro de diálogo de restricción de Desplazamiento.

- **Asignación de Materiales.** El programa por defecto trae una biblioteca de materiales, no excesivamente amplia, pero suficiente para nuestros propósitos.

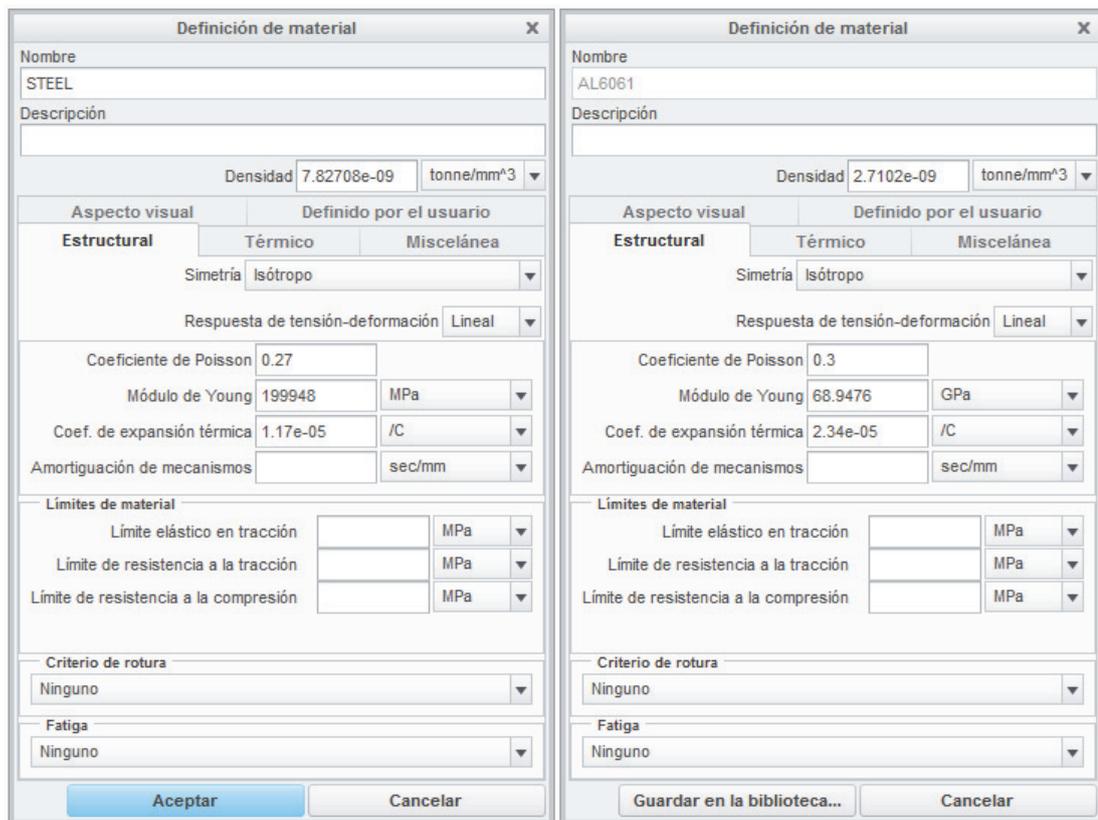


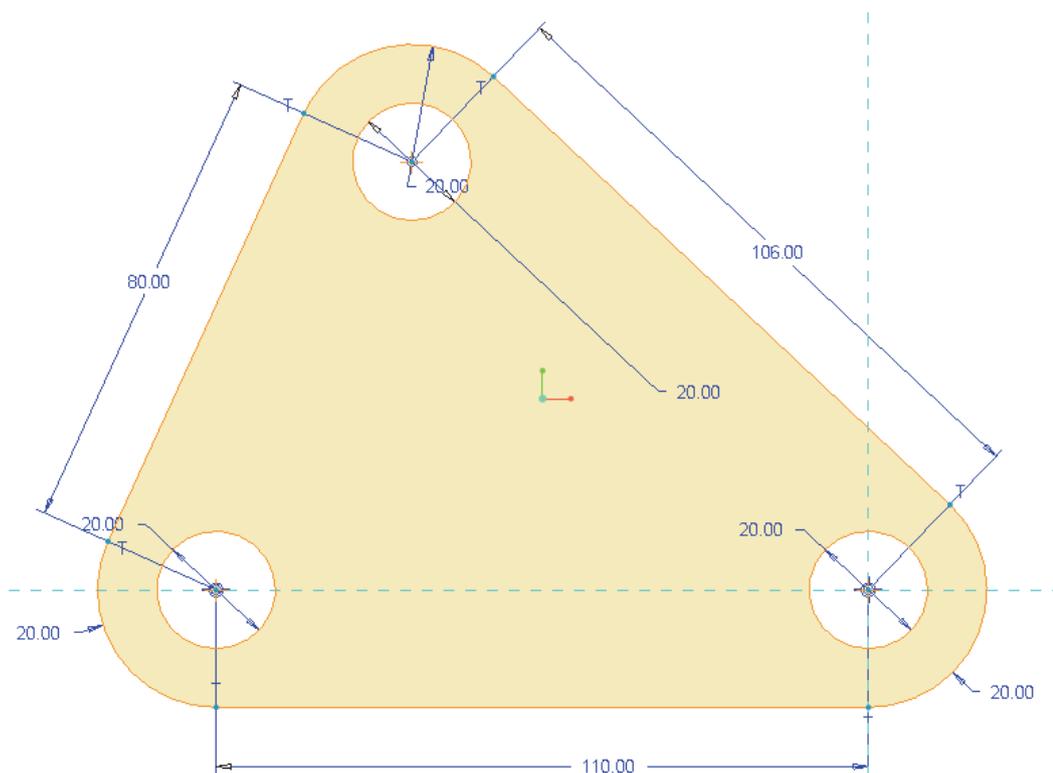
Figura 3.147. Parámetros con los que vienen definidos los materiales.

Tal y como se puede apreciar en la figura 3.147, los parámetros con los que vienen definidos los materiales no son excesivos, pero son suficientes. Si se necesitara, se podrían introducir materiales nuevos a la biblioteca conociendo parámetros como Coeficiente de Poisson, Módulo de Young, Respuesta de tensión-deformación (Lineal, Hiperelástico o Elastoplástico) y densidad.

### 3.11 Balancín

Una vez que tenemos perfectamente definidas las cargas a las que están sometidos los elementos de la suspensión, procederemos a su diseño empezando por el balancín.

Las dimensiones básicas del balancín están perfectamente definidas por nuestro mecanismo, esto es, tal y como aparece en la figura 3.148 las distancias entre ejes son 80, 110 y 106 milímetros respectivamente. Por otra parte, tenemos que tener en cuenta los elementos que permiten el movimiento relativo de giro: rodamiento rígido de bolas en la unión entre chasis y balancín (orificio superior de la imagen 3.148) y rótulas para las uniones con el amortiguador (orificio inferior derecho) y bieleta (orificio inferior izquierdo).



**Figura 3.148.** Dimensiones básicas del balancín.

A continuación procederemos a definir cada uno de estos elementos.

### 3.11.1 Rótulas

Las rótulas radiales son elementos que tienen un aro interior con un diámetro exterior convexo redondeado y un aro exterior con una superficie interior redondeada pero cóncava. Su diseño las hace particularmente apropiadas para disposiciones que han de soportar movimientos de alineación entre el eje y el alojamiento, o que han de permitir movimientos oscilantes o inclinaciones recurrentes a velocidades de deslizamiento relativamente bajas. Por lo tanto son la elección ideal para que la flexión lateral del basculante no afecte al funcionamiento de la suspensión y las cargas a las que están sometidas tanto la bieleta como el balancín se mantengan en el plano del mecanismo, pudiendo despreciar los momentos flectores y torsores que puedan aparecer.



**Figura 3.149.** Rotulas esféricas

Las rótulas en cuestión, las elegiremos del catálogo de SKF, y para su correcta elección seguiremos las recomendaciones indicadas.

- **Tipo de rótula.** Al ser las cargas que soportarán las rótulas axiales, buscaremos una rótula axial y libre de mantenimiento, donde la superficie de contacto es de un compuesto de bronce sinterizado.
- **Tipo de carga.** En nuestro caso serán cargas dinámicas, ya que se realizan movimientos deslizantes en la rótula bajo carga, siendo además la carga variable en módulo y dirección

Teniendo esto en cuenta, tendríamos que calcular la carga dinámica equivalente, que según las indicaciones, " cuando la carga y la velocidad de deslizamiento no son constantes, primero es necesario calcular la duración nominal para los períodos individuales utilizando los valores medios de la carga y la velocidad constante para

los períodos individuales”. Como en nuestro caso estos datos son prácticamente imposibles de obtener, en vez de trabajar con valores medios de carga trabajaremos con los valores máximos de la carga, de forma que siempre dispondremos de un margen de seguridad.

Como ya se calculó en el apartado 3.6.3 del presente documento, la carga máxima a la que estará sometida la rueda trasera es de 2.500N, y para este valor de carga, según la tabla 3.5, la reacción en la unión de Balancín-Bieleta es de 6.635N y la fuerza que ejerce el muelle de 4.480N.

Conociendo las cargas dinámicas (P) a las que estarán sometidas las rótulas, tenemos que obtener la capacidad dinámica (C) de las mismas. En la siguiente tabla 3.7 aparecen tabulados los distintos casos de C/P, de forma que si vamos al tipo de rótula que hemos seleccionado, “acero/compuesto bronce sinterizado”, la relación en cuestión es 1,6.

**Tabla 3.7.** Valores de C/P en función del tipo de rótula.

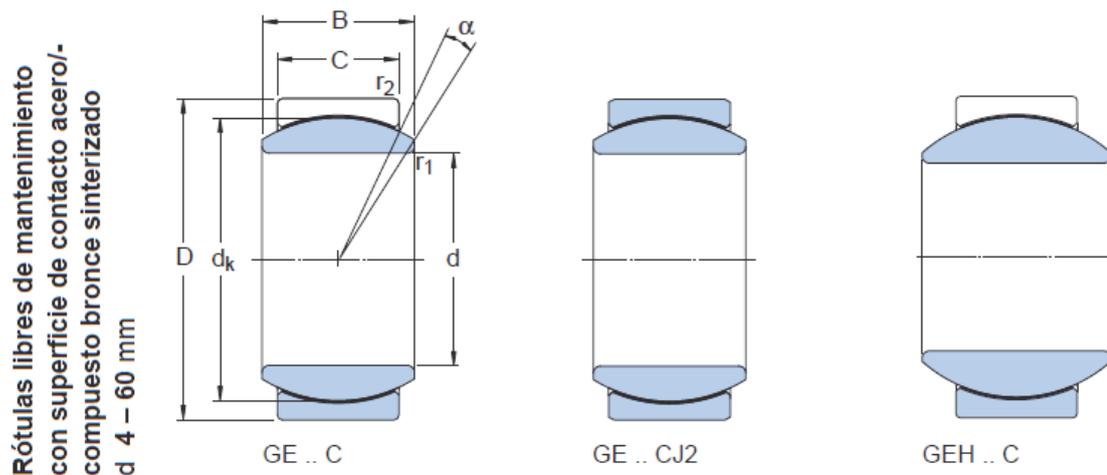
Rótulas/cabezas de articulación con combinación de superficie de contacto	Relación de carga C/P
Acero/acero	2
Acero/bronce	2
Acero/compuesto bronce sinterizado	1,6
Acero/tejido PTFE	1,75
Acero/poliamida reforzada con fibra de vidrio	
GAC .. F	1,25
GX .. F	1,25
GEP .. FS	1,6
GEC .. FSA	1,6
Cabezas de articulación	1,25

$$C = 1,6 \cdot P = 1,6 \cdot 4.480,82 = 7.169,3N$$

será el valor de la capacidad dinámica para la rótula de unión con el muelle y

$$C = 1,6 \cdot P = 1,6 \cdot 6.635,35 = 10.616,6N$$

para la unión con la bieleta.

**Tabla 3.8.** Rótulas en función de su capacidad dinámica.

Dimensiones principales				Ángulo de inclinación <sup>1)</sup>	Capacidad de carga		Masa	Designación
d	D	B	C	$\alpha$	C	$C_0$		
mm				grados	N		kg	–
8	16	8	5	15	5 850	14 600	0,008	GE 8 C
10	19	9	6	12	8 650	21 600	0,012	GE 10 C
	22	12	7	18	11 400	28 500	0,020	GEH 10 C
12	22	10	7	10	11 400	28 500	0,017	GE 12 C
	26	15	9	18	18 000	45 000	0,030	GEH 12 C

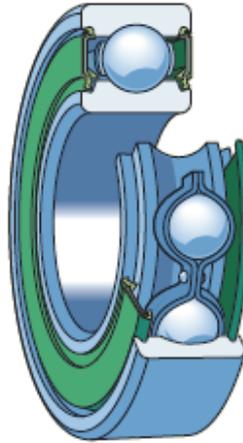
Bajo estas condiciones, la mejor opción según la tabla 3.8, es la rótula **GEH10C**, con un valor para la capacidad dinámica de 11.400N, superior a la necesitada.

Por último, un factor importante a tener en cuenta es la vida nominal de la rótula. El catálogo de SKF proporciona una serie de fórmulas y gráficos para poder calcularla, pero en nuestro caso necesitaríamos una serie de datos que es imposible obtenerlos de forma empírica, sería necesario realizar mediciones en pista acerca del movimiento de la rótula y obtener frecuencias con las que se repiten los movimientos.

Sin embargo, en nuestro caso partimos de una estimación inicial de C/P, que es bastante conservativa, ya que se parte de dicho valor como estimación inicial para luego ir refinando las características de la rótula. Y por otra parte, estamos diseñando la suspensión de una motocicleta no comercial, esto es, la vida útil de la misma será de pocos usos, esto es, varias pruebas en pista y la competición propiamente dicha, con lo que su uso no será intensivo.

### 3.11.2 Rodamiento

La unión entre basculante y balancín se realizará mediante un rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturación.



**Figura 3.150.** Rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturación

Los motivos por los que se ha elegido un rodamiento rígido de bolas son los siguientes:

- Son capaces de albergar placas de protección u obturaciones.
- Aceptan cargas radiales y axiales en ambos sentidos.
- Pueden rodar a altas velocidades (aunque en nuestro caso no es un factor determinante)
- Alta exactitud de giro, funcionamiento silencioso y baja fricción.

La obturación seleccionada es de tipo RSL por su comportamiento: baja fricción, excelente retención de grasa, buena exclusión de polvo y adecuada exclusión de agua estática, dinámica y de alta presión. Por estas características, y por la vida útil de la motocicleta, este rodamiento no precisará ningún tipo de mantenimiento.

Una vez determinado el tipo de rodamiento que queremos, tendremos que dimensionarlo en función de la carga a soportar. Como primer dato disponemos de la carga que soportará el rodamiento: según la tabla 3.5, la unión Balancín-Basculante, cuando la carga aplicada en la rueda es de 2.500N, es de 6.843,57N.

Por otra parte, el tamaño del rodamiento se deberá seleccionar en base a su capacidad de carga estática  $C_0$  y no en base a la vida del rodamiento cuando se produzcan las siguientes condiciones:

- El rodamiento es estacionario y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ( $n < 10$  rpm) y sólo se necesita alcanzar una vida corta (en este caso, la ecuación de la vida para una determinada carga equivalente  $P$  daría una capacidad de carga dinámica  $C$  requerida tan baja, que el rodamiento seleccionado empleando esta fórmula estaría sometido a una sobrecarga durante el servicio).
- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

En todos estos casos, la capacidad de carga permisible para el rodamiento no está determinada por la fatiga del material, sino por la deformación permanente del camino de rodadura originada por la carga. Por tanto, es necesario garantizar que no se produzcan deformaciones permanentes o que éstas sean muy pequeñas, y para conseguirlo se deberá seleccionar un rodamiento que tenga una capacidad de carga estática lo suficientemente elevada para satisfacer estos requisitos.

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente. Ésta se define como la carga hipotética que, de ser aplicada, causaría en el rodamiento las mismas deformaciones permanentes que la carga real. Se obtiene con la siguiente ecuación general:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (\text{Ecuación 3.41})$$

Donde

$P_0$  = carga estática equivalente, kN

$F_r$  = carga radial real del rodamiento, kN

$F_a$  = carga axial real del rodamiento, kN

$X_0$  = factor de carga radial del rodamiento

$Y_0$  = factor de carga axial del rodamiento

En nuestro caso, por tratarse de un rodamiento de bolas, esta ecuación general quedaría particularizada de la siguiente manera:

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad (\text{Ecuación 3.42})$$

Con la condición de que si  $P_0 < F_r$ , entonces se toma  $P_0 = F_r$

En nuestro caso, el rodamiento no soportará fuerzas axiales, ya que todas las sollicitaciones axiales quedarían anuladas por la capacidad que tienen las rótulas que montamos en el balancín para compensar desalineaciones que se puedan transmitir a través del basculante.

Por lo tanto, la carga estática equivalente será  $P_0 = 6,84kN$ .

Cuando el tamaño del rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad  $s_0$ , que representa la relación entre la capacidad de carga estática  $C_0$  y la carga estática equivalente  $P_0$  para calcular la capacidad de carga estática requerida.

La capacidad de carga estática requerida  $C_0$  se puede calcular según la ecuación 3.43:

$$C_0 = s_0 \cdot P_0 \quad (\text{Ecuación 3.43})$$

Donde

$C_0$  = capacidad de carga estática, kN

$P_0$  = carga estática equivalente, kN

$s_0$  = factor de seguridad estático

Para obtener el valor del factor de seguridad, acudimos a la siguiente tabla 3.9:

**Tabla 3.9.** Valores para el factor de seguridad en función del uso y tipo de rodamiento.

Valores orientativos para el factor de seguridad estático $s_0$								
Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos					Rodamientos estacionarios		
	Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso							
	no importante	normal	normal	normal	alto	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar  $s_0 \geq 4$

<sup>1)</sup> Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de  $s_0$  por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de  $s_0$  menores

Por lo tanto, al tratarse de un rodamiento a bolas, rotativo (ya que está en movimiento), bajo un uso normal, y con una importancia nula respecto del uso silencioso (no tendría sentido darle importancia al silencio frente al ruido que puede generar el motor), tomaremos como 0,5 el valor del factor de seguridad estático.

Volviendo a la ecuación 3.43:

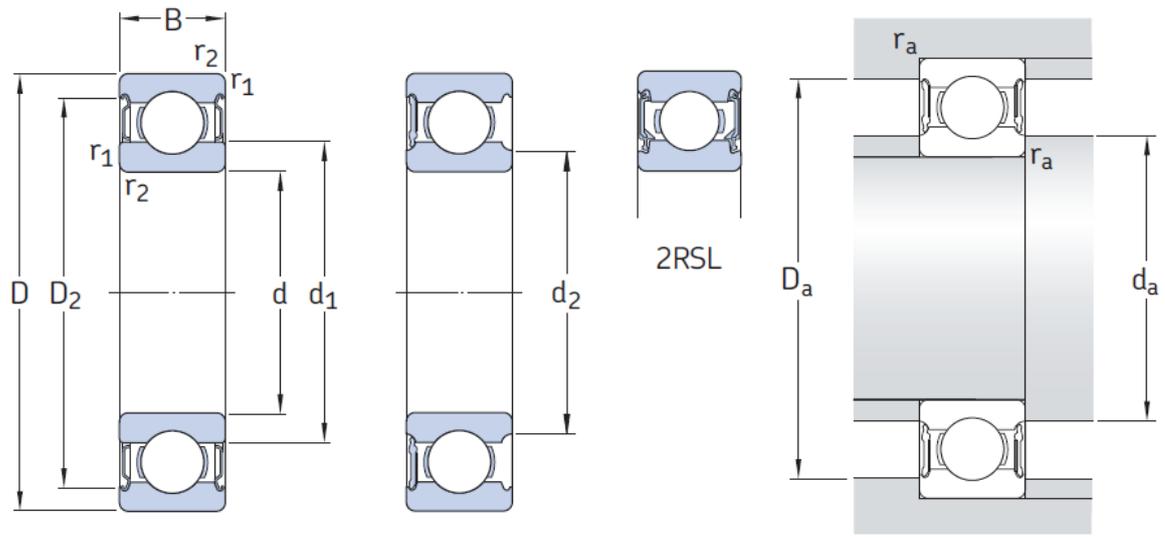
$$C_0 = s_0 \cdot P_0 = 0,5 \cdot 6,84 = 3,42 \text{ kN}$$

**Tabla 3.10.** Capacidades y características de rodamientos a bolas

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
12	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,060	* 6301-2Z	* 6301-Z
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,060	* 6301-2RSL	* 6301-RSL
	37	12	10,1	4,15	0,176	-	14 000	0,060	* 6301-2RSH	* 6301-RSH
	37	17	9,75	4,15	0,176	-	14 000	0,070	62301-2RS1	-

Y accediendo al catálogo y buscando aquel rodamiento más pequeño posible que tenga una capacidad estática superior a 3,42kN, obtenemos como el rodamiento idóneo el **6301-2RSL**.

En la siguiente tabla 3.11 aparecen las medidas principales de dicho rodamiento:

**Tabla 3.11.** Medidas principales del rodamiento 6301-2RSL.

Dimensiones					Dimensiones de acuerdos y resaltes			
d	$\tilde{d}_1$	$\tilde{d}_2$	$\tilde{D}_2$	$r_{1,2}$ min	$d_a$ min	$d_a$ máx	$D_a$ máx	$r_a$ máx
mm					mm			
12	-	17,7	31,5	1	17,6	17,6	31,4	1

Una vez hemos obtenido las rótulas y el rodamiento a utilizar, sabemos sus dimensiones exteriores, y partiendo de estos datos podemos empezar a definir la geometría del balancín y hacer un estudio mediante Elementos Finitos del mismo para determinar las tensiones a las que estará sometida y optimizar la pieza estudiando las zonas que no “trabajan” para eliminarlas y así reducir el peso de la misma.

### 3.11.3 Estudio del Balancín por MEF

En los estudios cinemáticos y estáticos que se han realizado hasta ahora para la suspensión, sólo se ha tenido en cuenta el movimiento relativo de la suspensión respecto del chasis de la motocicleta, ya que es el único movimiento que nos interesa por razones evidentes.

En el mecanismo de la suspensión, formado por cuatro elementos, tres de ellos, basculante, bieleta y amortiguador, van unidos al chasis por un punto de anclaje, teniendo un movimiento de giro respecto del mismo. Pero en el caso del balancín, además de tener un movimiento de giro, también tenemos un movimiento de traslación respecto del sistema de referencia que es el chasis. Esto dificulta el estudio de la pieza por el Método de Elementos Finitos, sobre todo a la hora de fijar restricciones geométricas.

Por otra parte, además del movimiento del balancín, tenemos una dificultad añadida que son las cargas que se le aplican a la pieza: tenemos 3 cargas aplicadas en 3 puntos distintos y que se encuentran en equilibrio estático entre ellas.



**Figura 3.151.** Diseño definitivo del Balancín.

Antes de proceder a optimizar nuestra pieza aplicando el MEF, tenemos que encontrar el análisis idóneo que mejor resultado nos dé en el estudio de la misma, de forma que una vez que hayamos establecido las condiciones de carga y contorno ideales, sólo tengamos que modificar la geometría de la pieza.

### 3.11.3.1 Material y mallado

El material en el que construiremos el balancín, será una aleación de aluminio con magnesio 5083, de uso frecuente en la construcción de superestructuras de barcos, vagones de ferrocarril, recipientes con presión a bajas temperaturas, aplicaciones defensa, torres estructurales de alta resistencia después de soldadas, grúas móviles, carrocerías, camiones volquete, plataformas, cascos de barcos de recreo, vagonetas para minas, componentes de misiles, etc.

**Tabla 3.12.** Composición química del Aluminio 5083.

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros	Al
<b>Min</b>				0.40	4.00	0.05				
<b>Max</b>	0.40	0.40	0.10	1.00	4.90	0.25	0.25	0.15	0.15	Resto

En función de los procesos de fabricación y tratamientos posteriores, tanto físicos como térmicos a los que se ha sometido al aluminio, las propiedades físicas pueden variar mucho de una aleación a otra, aun tratándose de la misma aleación de aluminio. Como valores mínimos para las distintas tensiones, podemos establecer los siguientes:

**Tabla 3.13.** Valores mínimos de características mecánicas del Aluminio 5083.

Límite Elástico (MPa)	Carga de Rotura (MPa)	Límite de Fatiga (MPa)
130	280	250

Tal y como se puede apreciar en la tabla 3.13, el límite de fatiga del Aluminio 5083 es muy superior a límite elástico, aunque como sabemos dicho límite se puede ver rebajado por muchos factores como el proceso de fabricación de la pieza, acabados superficiales, etc. En nuestro estudio, sólo tendremos en cuenta el límite elástico por ser el límite de fatiga del material muy superior al elástico.

En cuanto al programa Creo Parametric, a la hora de hacer la simulación por MEF, no contiene este material, pero si contiene el Aluminio 6061, que es el que utilizaremos. La diferencia básica entre las dos aleaciones es la densidad (que para un análisis estructural no nos afecta), y el Módulo de Young, que en el caso del 6061 es de 69.5GPa y en el caso del 5053 es de 71GPa, con lo que estaríamos en zona de seguridad ya que nuestro aluminio es más rígido que el que vamos a utilizar.

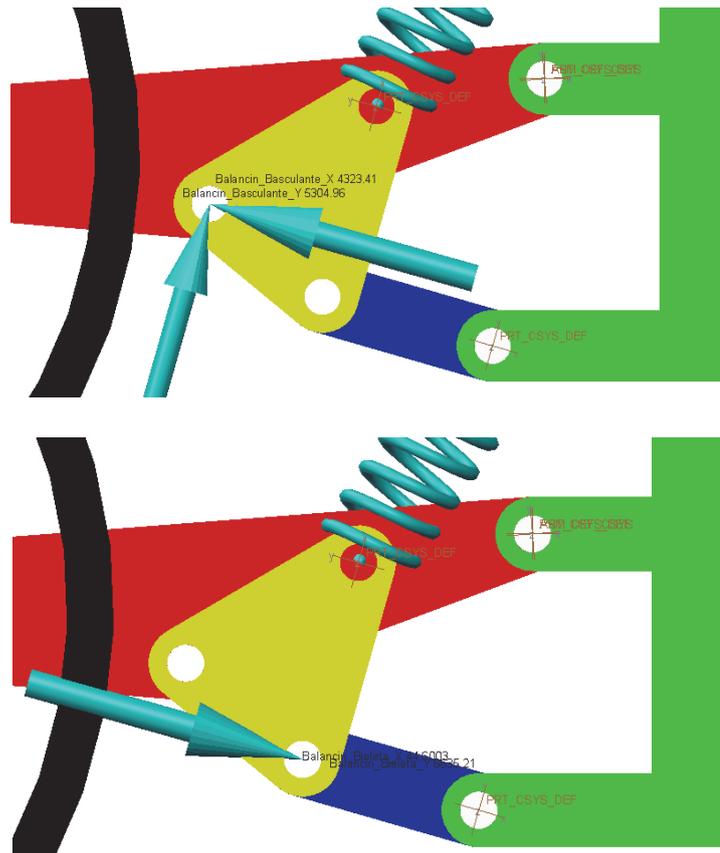
En cuanto al mallado, tal y como se explica en el anexo de cálculos, utilizaremos un tamaño de malla máximo de 5 milímetros, que refinaremos a 2 milímetros en zonas problemáticas donde se puedan prever problemas de concentración de tensiones.

### **3.11.3.2 Cargas.**

Tal y como hemos comentado, el balancín se encuentra sometido a tres fuerzas distintas que entre ellas se encuentran en equilibrio estático. El programa Creo Parametric nos da la posibilidad de exportar directamente las reacciones en las conexiones que hemos obtenido en el análisis estático al análisis por MEF. Pero estas cargas al exportarlas de esta forma, se aplican directamente sobre toda la superficie de la conexión, y a nosotros nos interesa simular la realidad de la forma más certera posible, esto es, nos interesa aplicar cargas tipo "Bearing", (ver documentos anexos) ya que la fuerza se ejerce en la parte frontal de la conexión, en dirección de la fuerza, y no en la parte trasera de la conexión.

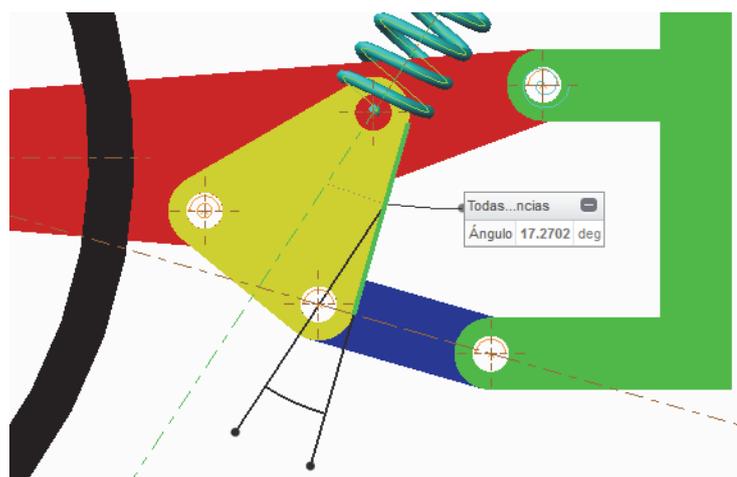
Por este motivo, las reacciones en las conexiones obtenidas en el capítulo anterior las descompondremos en sus componentes cartesianas, según el sistema de coordenadas propio de la bieleta, para después posteriormente introducirlos en el módulo Simulate como cargas Bearing.

Tal y como podemos apreciar en la Figura 3.152, las componentes para la reacción Balancín-Basculante son 4.423,41 y 5.304,96N respectivamente según ejes x e y. Para la reacción Balancín-Bieleta a su vez son 44,6 y 6.635,21N.



**Figura 3.152.** Reacciones de Conexión descompuestas según sistema de coordenadas propio del Balancín

Para el muelle, como el programa no nos da la opción de descomponer la fuerza, sabiendo su módulo, 4.480,82N, obteniendo su dirección, que es de 17,2702°, manualmente nos da unas componentes de 4.278,8 y 1.330,26N respectivamente.



**Figura 3.153.** Dirección de la reacción del resorte según sistema de referencia del Balancín.

### **3.11.3.3 Análisis y comparativas**

Una vez determinadas las cargas, material y tamaño de mallado, realizaremos diferentes análisis, bajo diferentes condiciones para establecer su idoneidad y obtener una combinación de cargas y restricciones con las que podamos correr un solo análisis para cada geometría propuesta.

Partiremos de la pieza utilizada para realizar los análisis cinemáticos y estáticos a la suspensión. Las tensiones y deformaciones que se obtendrán en este primer paso, no son ni muchísimo menos las deseadas para nuestra pieza, pero nos servirán para establecer el análisis idóneo en sucesivos diseños de la misma.

#### **3.11.3.3.1 Una carga y dos restricciones**

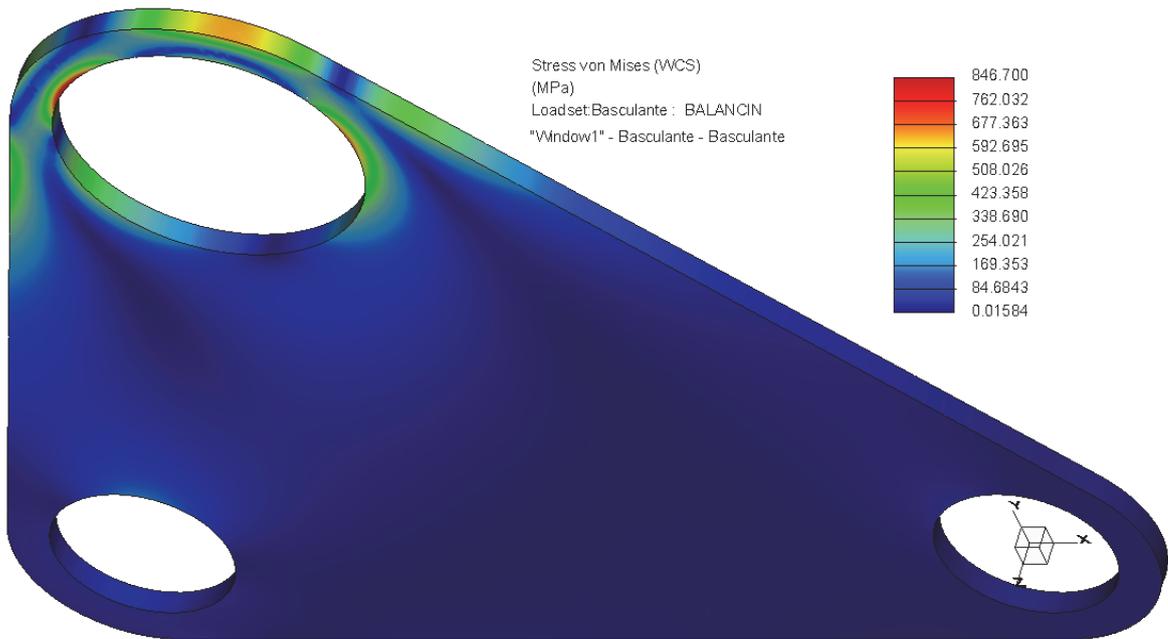
En este caso realizaremos tres análisis independientes: tomaremos la carga tipo Bearing introducida en una conexión y restricción tipo Pin (ver documento de Anexos) impuestas en las otras dos.

Este no es un caso con el que podamos estudiar toda la pieza, ya que las condiciones no son muy realistas en las dos conexiones donde se aplican las restricciones: tal y como estamos realizando el análisis, tendremos una carga y dos reacciones en los apoyos, cuando en nuestra pieza, al tener tres cargas en equilibrio, la situación sería la de dos cargas aplicadas y reacción a estas dos en la tercera conexión.

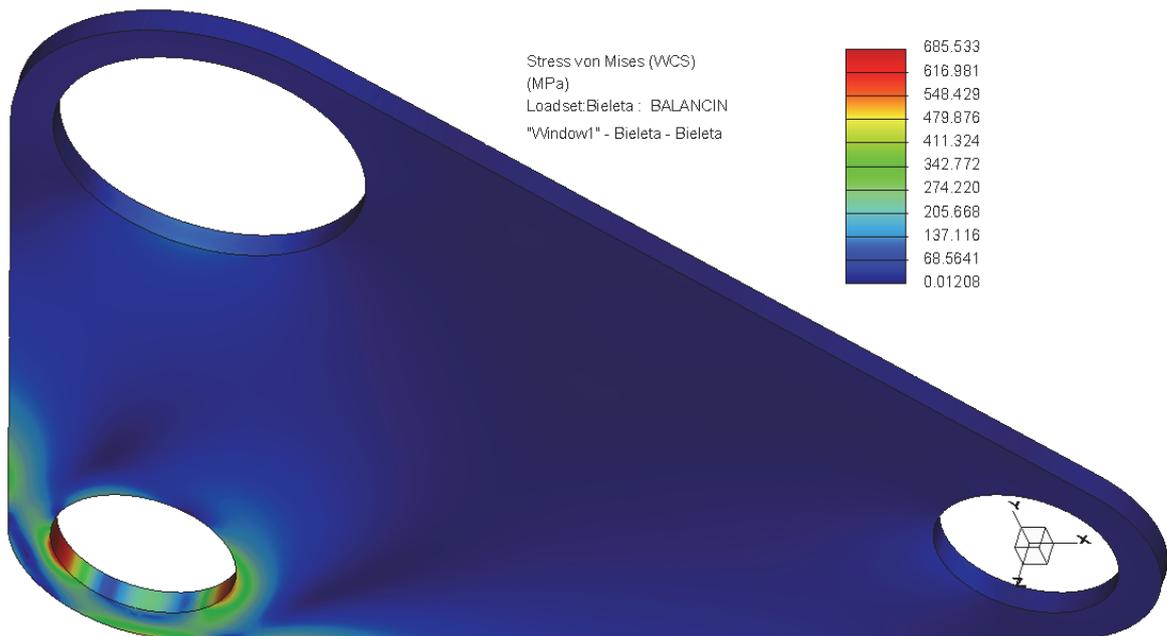
Sin embargo, este análisis nos servirá para estudiar las tensiones alrededor de la conexión en la que estamos aplicando la carga.

En las siguientes imágenes 3.154, 3.155 y 3.156 se puede apreciar como la carga que estamos aplicando en un agujero de conexión genera una distribución de tensiones que prácticamente no afecta a las conexiones en las que estamos aplicando restricciones.

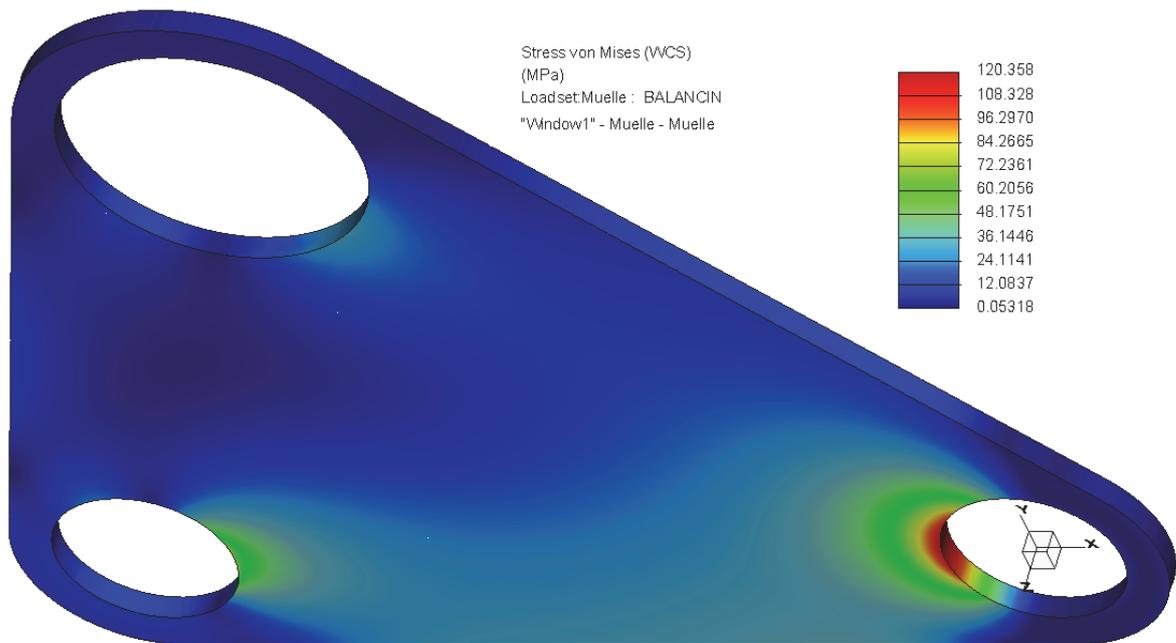
Estas tensiones llegan a valores aproximados de 850, 700 y 120 MPa respectivamente



**Figura 3.154.** Carga Bearing en la unión Chasis-Balancín y restricción Pin en las otras dos



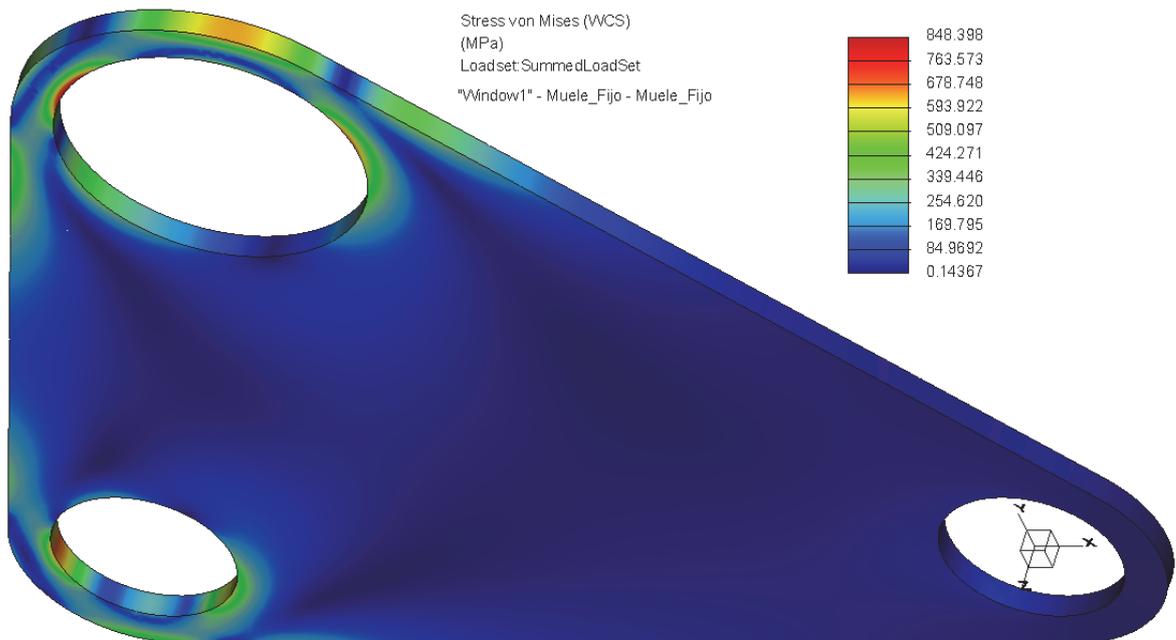
**Figura 3.155.** Carga Bearing en la unión Bieleta-Balancín y restricción Pin en las otras dos



**Figura 3.156.** Carga Bearing en la unión Muelle-Balancín y restricción Pin en las otras dos

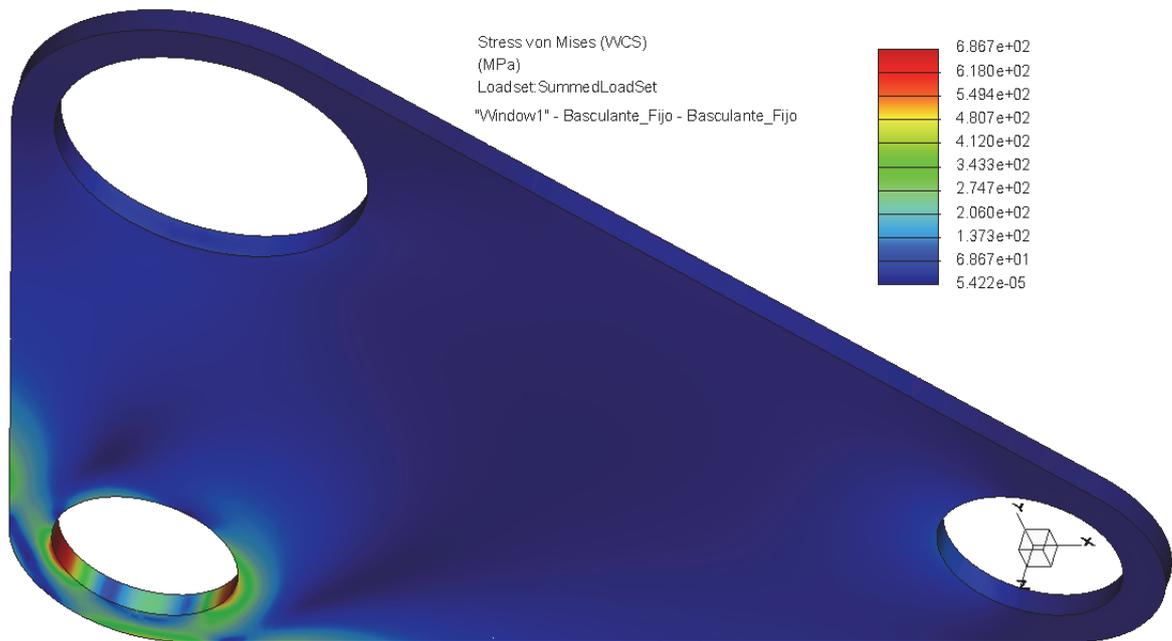
### 3.11.3.3.2 Dos cargas y una restricción total

En este segundo caso, aplicaremos sendas cargas Bearing en las uniones del balancín con el chasis y la bieleta, y restringiremos todo movimiento en el tercer punto de unión.

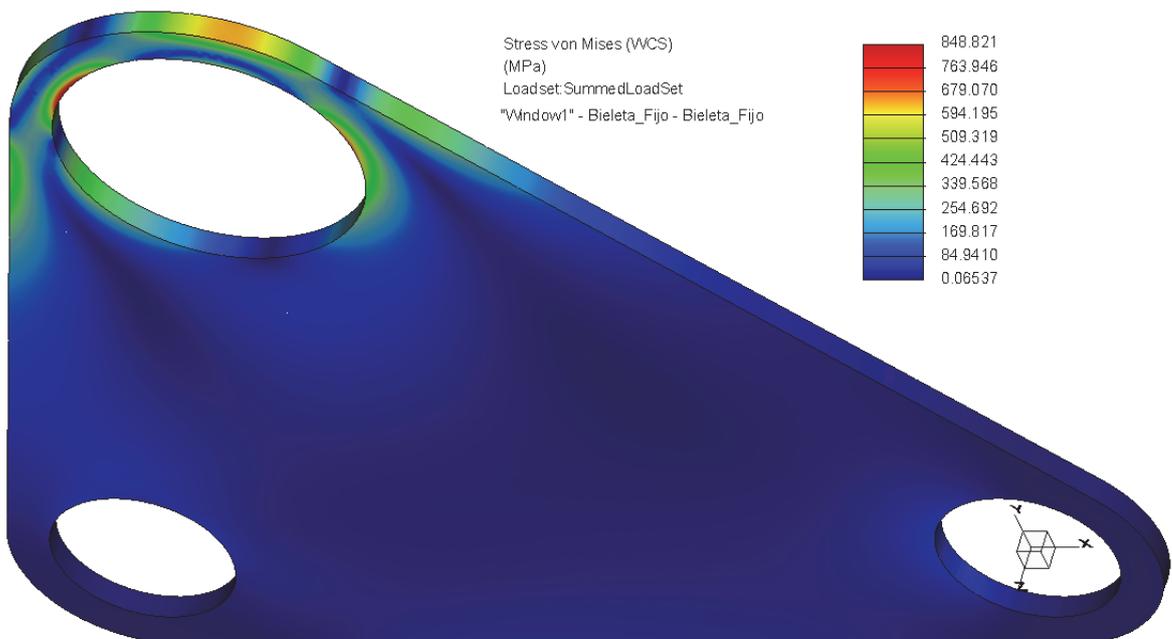


**Figura 3.157.** Carga Bearing en la unión Basculante-Balancín y Bieleta-Balancín y restricción de todo movimiento en el tercero

Tal y como se puede apreciar en la figura 3.157, la distribución de tensiones que se obtiene en este caso es muy similar a las obtenidas en las imágenes 3.158 y 3.159, siendo los valores máximos de las tensiones también muy similares.



**Figura 3.158.** Carga Bearing en la unión Muelle-Balancín y Bieleta-Balancín y restricción de todo movimiento en el tercero

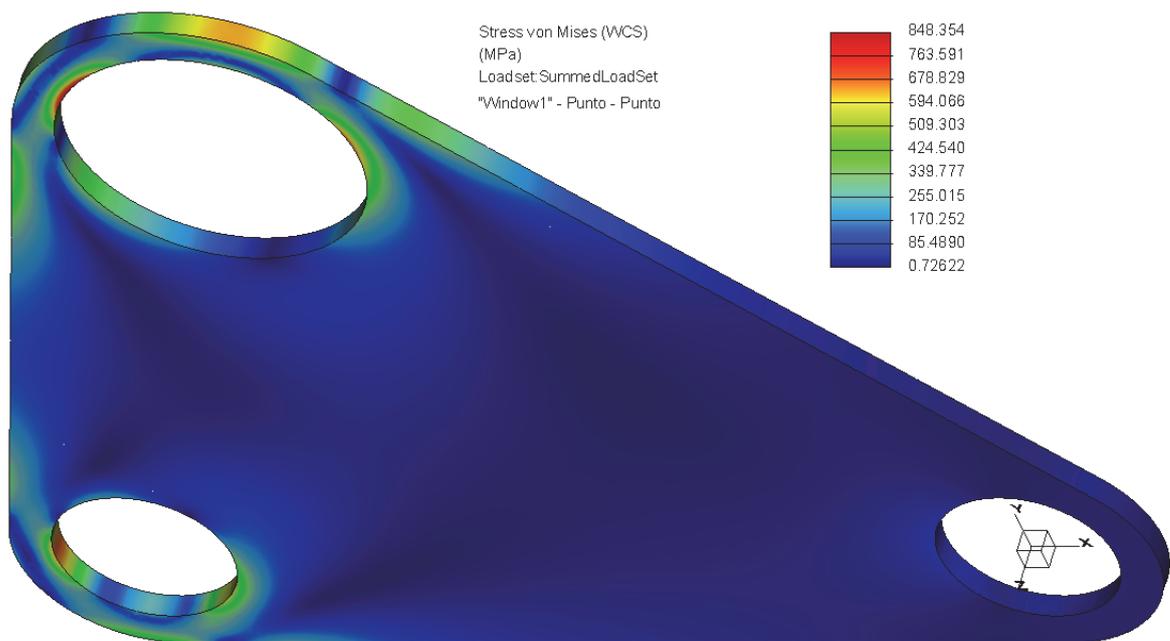


**Figura 3.159.** Carga Bearing en la unión Muelle-Balancín y Basculante-Balancín y restricción de todo movimiento en el tercero

Haciendo las pruebas correspondientes a ir modificando los puntos de carga y el punto de fijación, se llegará exactamente a la misma conclusión: el resultado obtenido en los primeros casos estudiados, coinciden exactamente con los del segundo caso, siempre si nos fijamos en las uniones en las que sólo se aplica la carga, tal y como se puede apreciar en las imágenes 3.158 y 3.159.

### 3.11.3.3.3 Dos cargas, una restricción Pin y otra puntual

En este caso, que es muy similar al anterior, hemos aplicado sendas cargas Bearing en las uniones del balancín con el basculante y la bieleta, y en la tercera unión hemos impuesto una restricción Pin, pero como ésta permite el giro respecto del eje, para que el análisis no nos diera erróneo hemos impuesto una restricción de punto, en un punto al azar, pero cerca de la unión Pin impuesta.

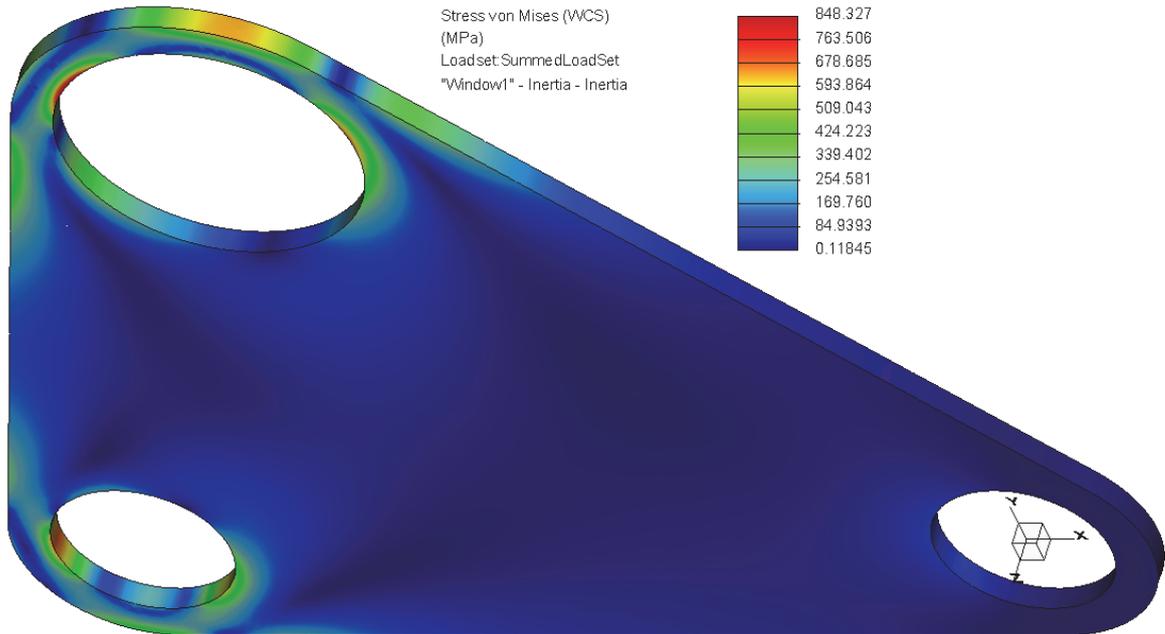


**Figura 3.160.** Carga Bearing en la unión Bieleta-Balancín y Basculante-Balancín y restricción Pin en el tercero, con un punto de restricción total adicional

Tal y como se puede apreciar en la figura 3.160, la distribución de tensiones en las uniones en las que hemos aplicado cargas son muy similares a las obtenidas en los casos anteriores

### 3.11.3.3.4 Inertia Relief

En este último caso realizaremos el análisis MEF aplicando las condiciones de Inertia Relief, tal y como se explica en el anexo de cálculos.



**Figura 3.161.** Análisis realizado mediante la opción de Inertia Relief.

Como se puede apreciar en la figura 3.161, el análisis de la pieza bajo las condiciones de Inertia Relief, nos da una distribución de tensiones de von Mises acorde con las obtenidas en todos los casos anteriores, con unas tensiones máximas de 850, 700 y 120 MPa. Por lo tanto, podemos concluir que para el análisis del balancín podemos aplicar dichas condiciones sin tener que aplicar ninguna restricción, y en un solo análisis podemos obtener unos resultados válidos y útiles para el diseño resistivo del balancín.

### 3.11.4 Diseño definitivo

En la siguiente figura 3.162 se representa el diseño definitivo del balancín.



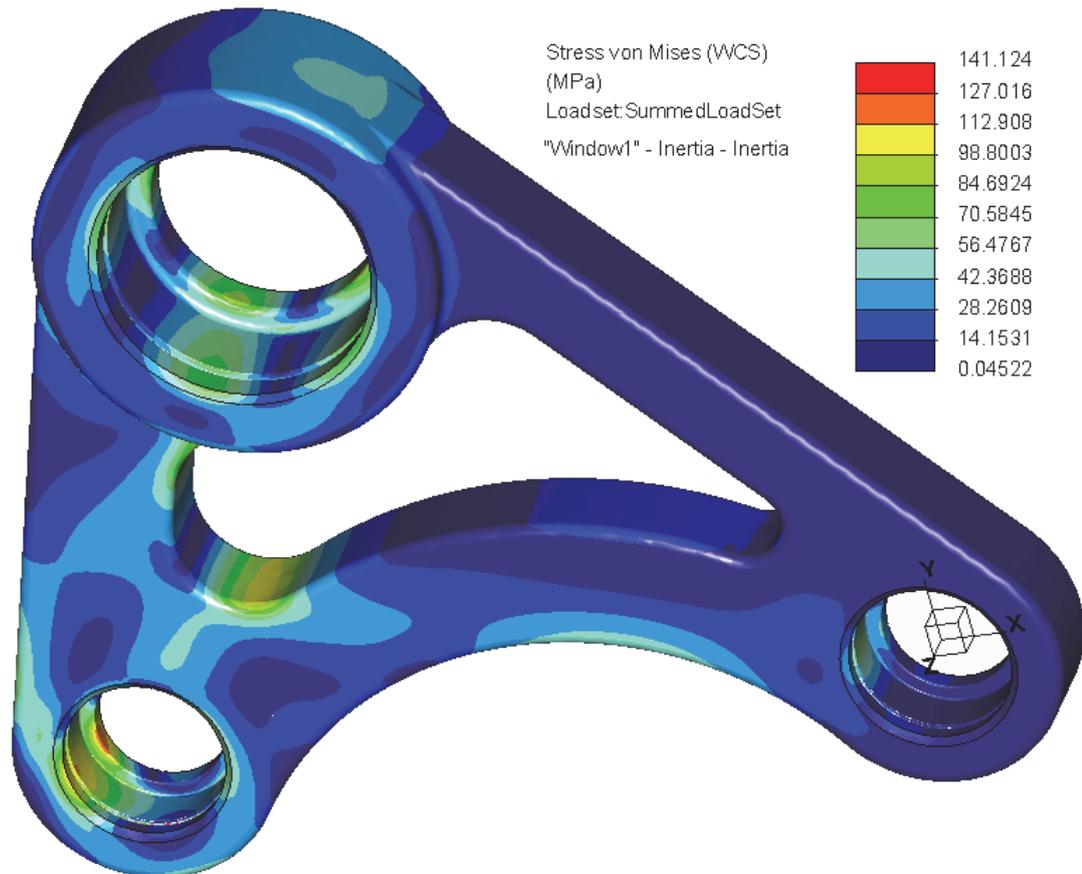
**Figura 3.162.** Diseño definitivo del Balancín.

Tal y como se explica en el documento de cálculos, con todos los pasos descritos hasta llegar al diseño definitivo, 3 son los factores que más han influenciado:

- El peso del balancín. Para minimizarlo al máximo posible se ha elegido la aleación de aluminio como material para realizar la pieza y por otra parte se ha tratado de que la pieza tenga el menor volumen con la mayor rigidez posible.
- Alojamiento para rótulas y rodamiento. El sistema que se ha empleado es el mismo para todos los elementos: se ha realizado una cajonera para que el rodamiento/rótula tengan un tope por un lado de la oquedad, irán encajados con ajuste, y como medida de seguridad se colocará un anillo de retención de sección constante de la casa SMALLEY (compatible con la ranura de los anillos SEEGER de retención DIN 472).

- Para que en el mecanismo de suspensión no haya interferencia entre los distintos elementos, en el balancín, uno de los lados es curvo, para que la horquilla de la bieleta pueda girar sin problema.

Con todos estos condicionantes y una vez obtenido el diseño definitivo, en la imagen 3.163 se representa la distribución de tensiones von Mises obtenidas con el último análisis realizado con la opción de Inertia Relief.



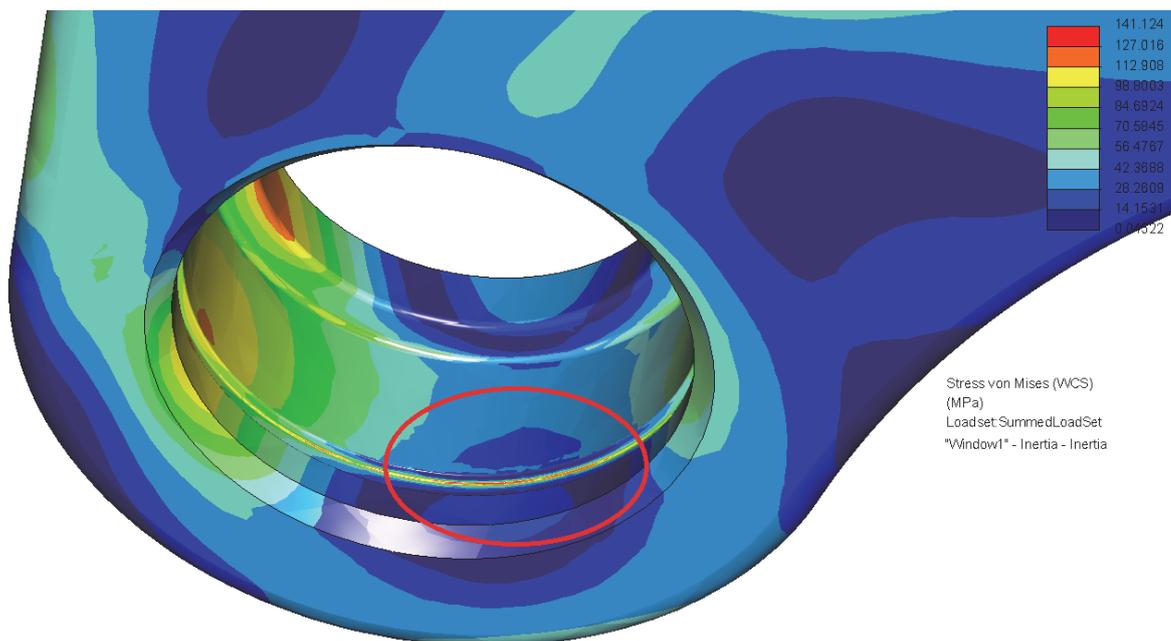
**Figura 3.163.** Distribución de tensiones von Mises en el diseño definitivo del balancín

Según se puede desprender de la tabla de tensiones que aparece en la figura 3.163, la tensión máxima de 130MPa que es el límite de fluencia del material, es sobrepasado. Esto sin embargo requiere dos comentarios:

- Después de someter al balancín al esfuerzo máximo calculado (recordemos que en el caso más desfavorable la fuerza calculada en la rueda trasera era de 2.300N y nosotros lo mayoramos a 2.500N), prácticamente todo el cuerpo se mantiene por debajo de 113MPa de tensión, apareciendo sólo una

minúscula porción por encima de dicha tensión (zona naranja) y por debajo de la tensión de fluencia (zona de unión de la bieleta con el balancín).

- La tensión de fluencia se ve superada en una minúscula zona, en el rebaje que se ha practicado para colocar el anillo de seguridad en el alojamiento de la rótula de unión del balancín con la bieleta (figura 3.164). Este hecho no implica ni mucho menos que la pieza vaya a fallar, sino que hay una pequeñísima zona en la que el material sufrirá una deformación plástica, que es perfectamente asumible.



**Figura 3.164.** Concentración de tensiones en ranuras para anillos de seguridad.

Para certificar la precisión de los resultados obtenidos, en la figura 3.164 se representan los grados de los polinomios de interpolación utilizados en el análisis: prácticamente todo el análisis se ha realizado con elementos cúbicos, excepto en las zonas problemáticas, en las ranuras donde se colocarán los anillos de seguridad, donde el programa ha utilizado polinomios de grado 6.

Y por último, en la figura 3.165 se representa el análisis realizado para los desplazamientos. Para realizar este análisis se ha modificado la combinación de fuerzas y restricciones aplicada: como sabemos el análisis con la opción de Inertia Relief no es la más adecuada para obtener los desplazamientos, por lo tanto para obtenerlos se ha fijado rígidamente el agujero de unión al muelle y se han aplicado las dos cargas Bearing en el punto de unión con el basculante y la bieleta. El

resultado quizás no es todo lo bueno que se necesitaría, pero al tener el balancín un lado arqueado, propicia que los resultados sean mayores que si el lado fuera recto. De todas maneras, un desplazamiento de 2 décimas de milímetro no tendría efectos apreciables sobre la Rigidez Reducida de la suspensión.

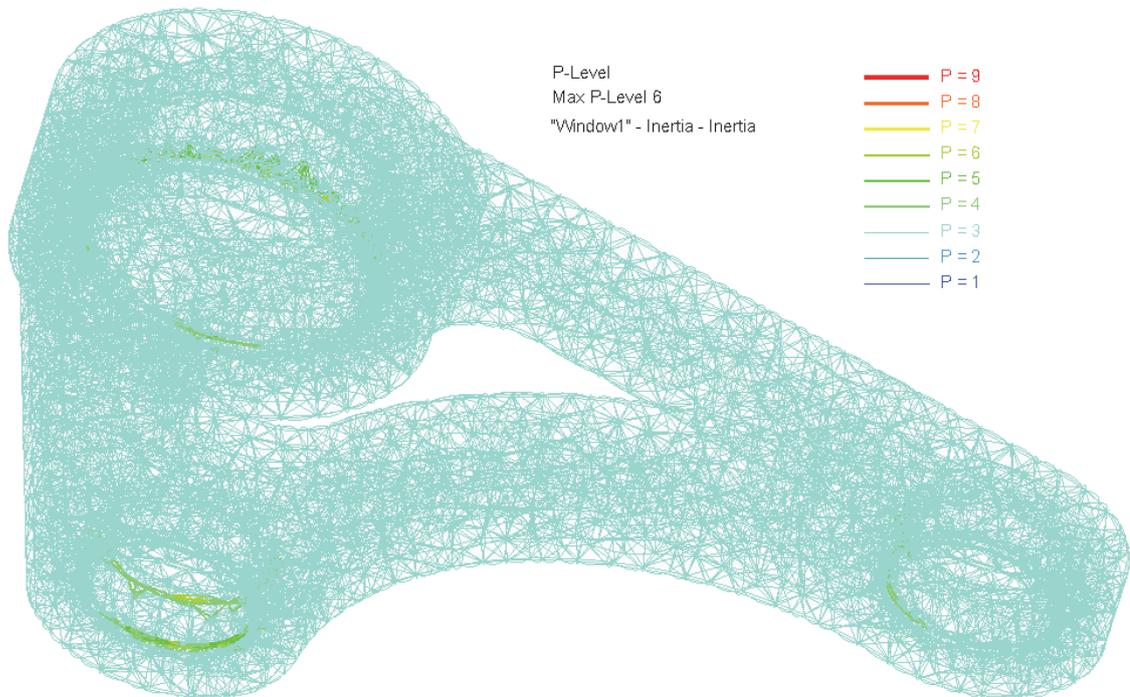


Figura 3.165. Grado de los polinomios de interpolación utilizados en el análisis.

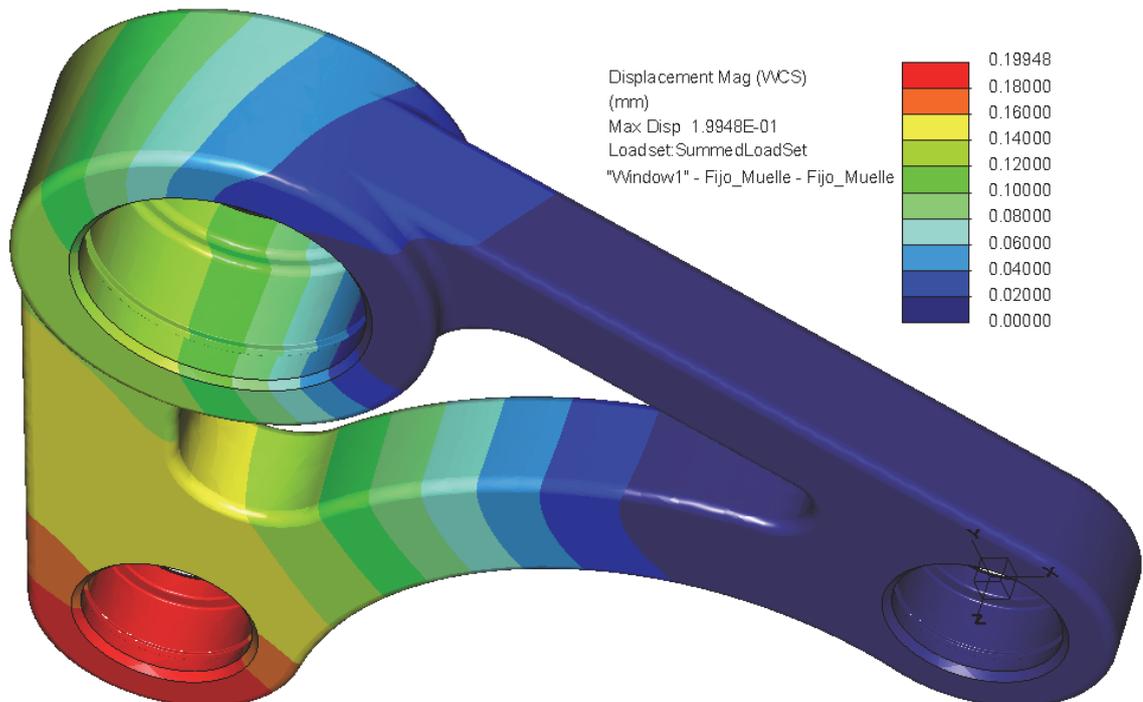
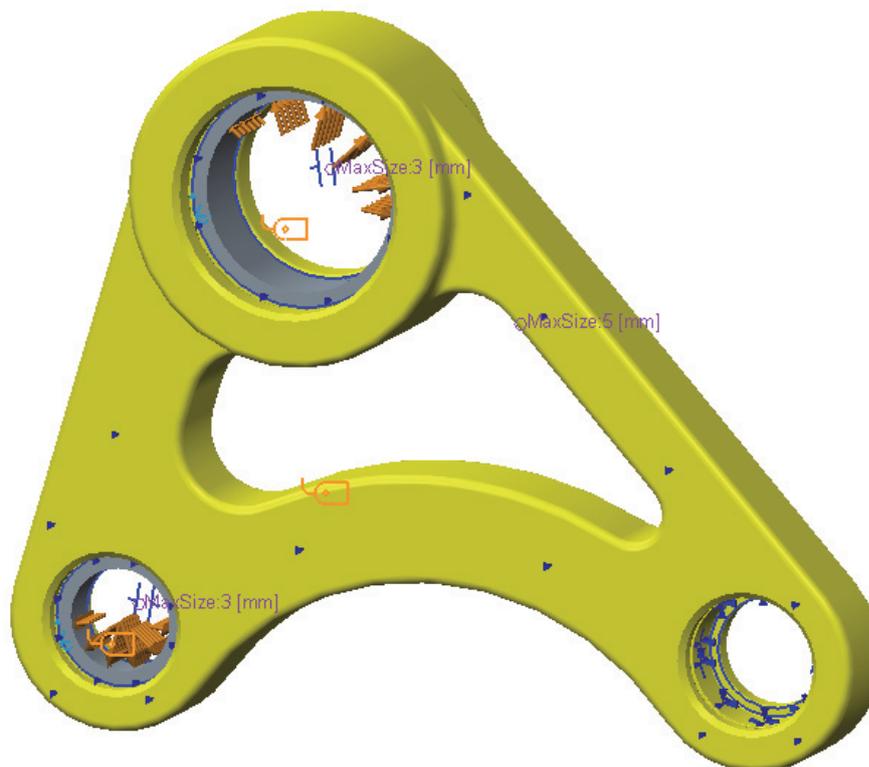


Figura 3.166. Análisis de desplazamientos

### 3.11.5 Análisis estático No Lineal

Como ya sabemos, a la hora de realizar un análisis por Elementos Finitos, la simulación de la realidad a la hora de aplicar cargas y condiciones de contorno, es sumamente difícil y complejo, de forma que cuanto más nos acerquemos a unas condiciones lo más realistas posibles, mayor será el coste computacional del análisis.

En el caso el balancín, una vez obtenido el diseño definitivo utilizando los métodos anteriormente descritos con un coste computacional relativo, se ha tratado de simular unas condiciones más reales con un análisis estático no-lineal en el que hemos introducido los anillos exteriores del rodamiento y la rótula, definiendo nuevos materiales y superficies de contacto.



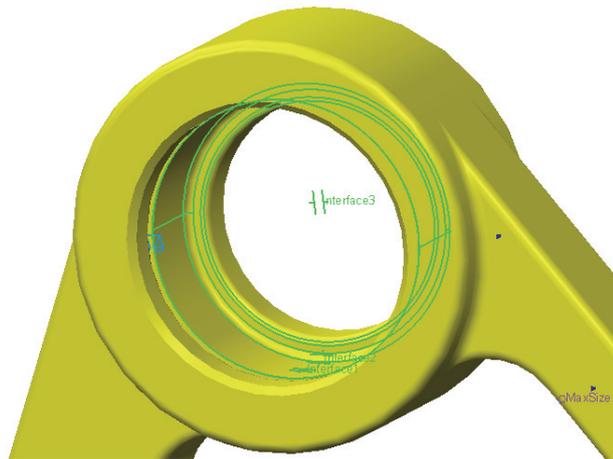
**Figura 3.167.** Modelo empleado en el análisis estático no-lineal.

A continuación se detallarán los parámetros utilizados para definir dicho análisis.

- **Anillos de acero.** A la hora de realizar el mecanismo, hemos utilizado rodamientos y rótulas que están fabricados en acero, estando la bieleta construido en aleación de aluminio. Por ello sean introducido dos anillos simulando dichos elementos. En la bieleta el contacto se da en una superficie

de contacto entre dos materiales distintos, donde uno de ellos, el acero, es tres veces más rígido que el otro, aleación de aluminio. (Módulos de Young 71 y 210GPa respectivamente). Este detalle en este caso es muy importante, ya que al deformarse el acero mucho menos que el aluminio, las deformaciones y tensiones producidas serán distintas al caso en el que no tengamos dichos anillos de acero. Por lo tanto, para realizar el análisis, se les ha asignado el material correspondiente a cada elemento.

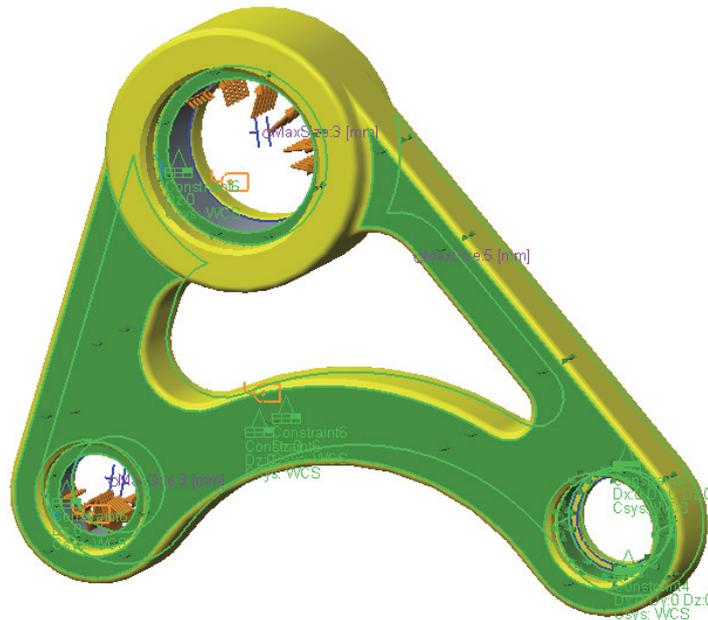
- **Superficie de Contacto.** A la hora de realizar el análisis estático no-lineal, tenemos que indicarle al programa cuál es la superficie en el que hay contacto. Para ello, manualmente se seleccionan las superficies correspondientes, tanto en la bieleta (oquedad donde se alojan el rodamiento y rótula) y en los anillos de acero



**Figura 3.168.** Definición de la superficie de contacto.

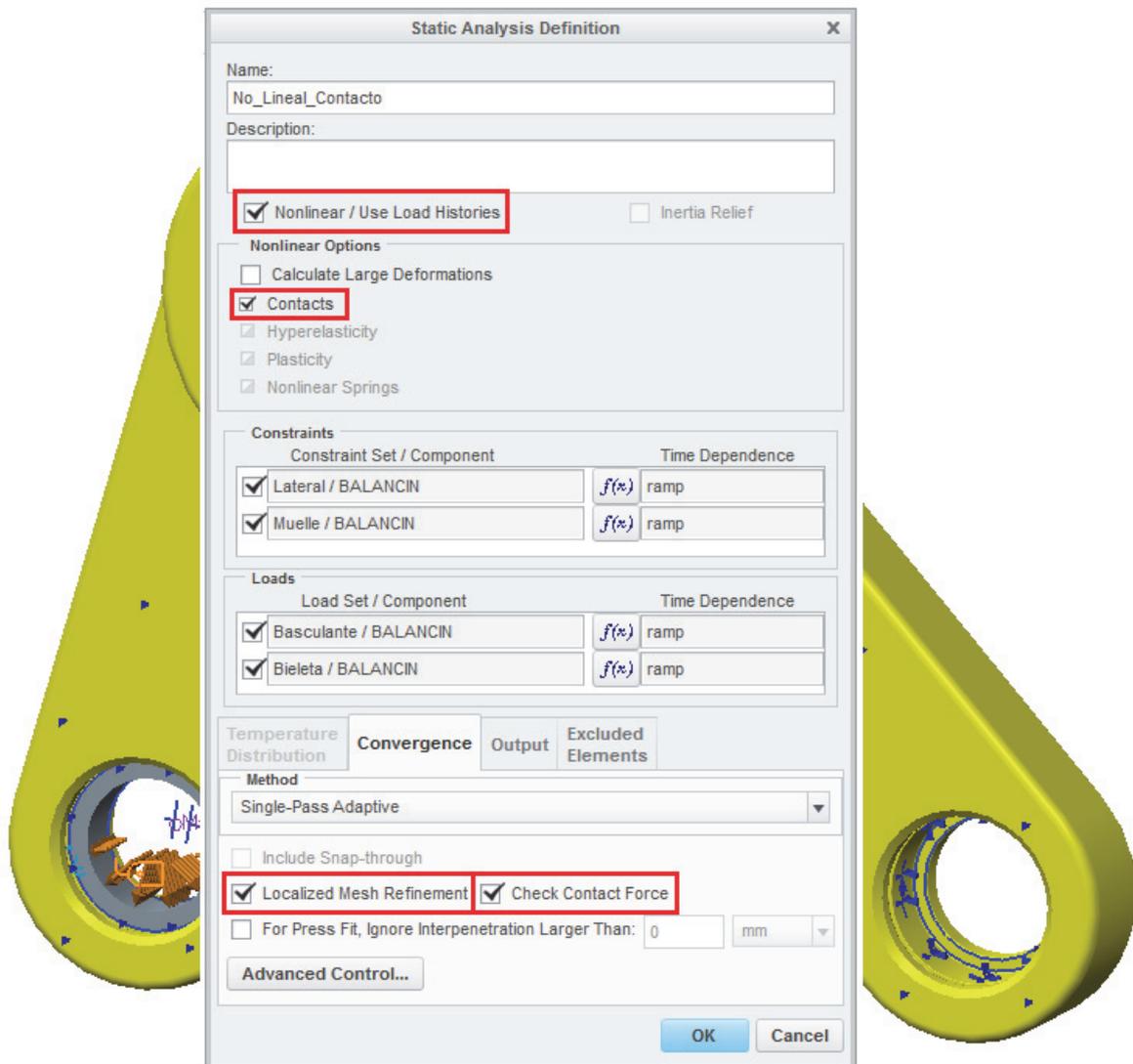
- **Cargas aplicadas.** Las cargas aplicadas en este caso, son exactamente las mismas a las aplicadas en los análisis previos, pero en vez de aplicarlas en la bieleta directamente, se han aplicado en los anillos de acero. Recordemos que las cargas son de tipo Bearing, y para que el sistema sea isostático, sólo se ha aplicado en los puntos de unión del balancín con basculante y bieleta. En el punto de unión de balancín con el amortiguador no se ha colocado ningún anillo ni se ha aplicado carga alguna, ya que bajo estas condiciones no restringimos suficientes grados de libertad y el conjunto podría moverse, y de hecho se ha tratado de realizar el análisis de dicha manera, dando el programa error.

- **Restricciones.** Se han impuesto dos restricciones geométricas en el conjunto: se ha empotrado el orificio de unión del balancín con el amortiguador, y se han restringido los movimientos fuera del plano al balancín y a los anillos de acero, restricciones representadas en verde en la siguiente figura 3.169.



**Figura 3.169.** Restricciones geométricas impuestas.

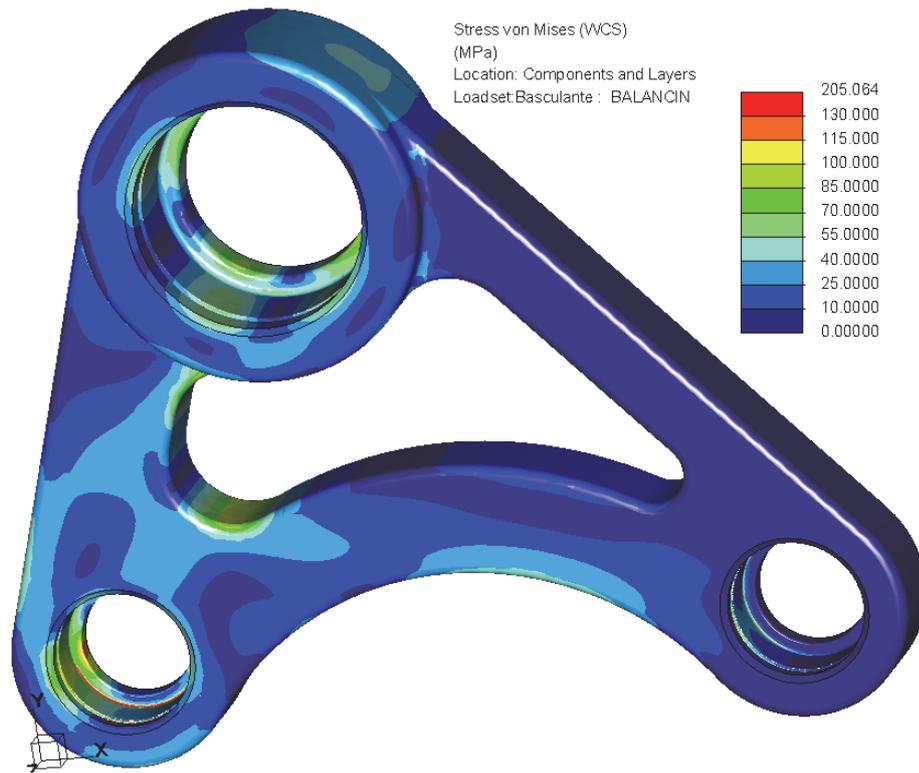
- **Definición de análisis no-lineal.** Una vez definidos estos parámetros, definimos el tipo de análisis que queremos realizar en el cuadro de diálogo representado en la figura 3.170.
  - En la definición de tipo de análisis, evidentemente tenemos que seleccionar el tipo de análisis no-lineal, y dentro de las opciones que nos aparecen, activar contactos para que el programa los tenga en cuenta.
  - Activamos la opción de “Localized Mesh Refinement”, para que el programa, en la zona de contacto, mejore la precisión de las presiones de contacto.
  - Controla la interpenetración entre los dos elementos en contacto para aumentar la precisión de los resultados obtenidos.



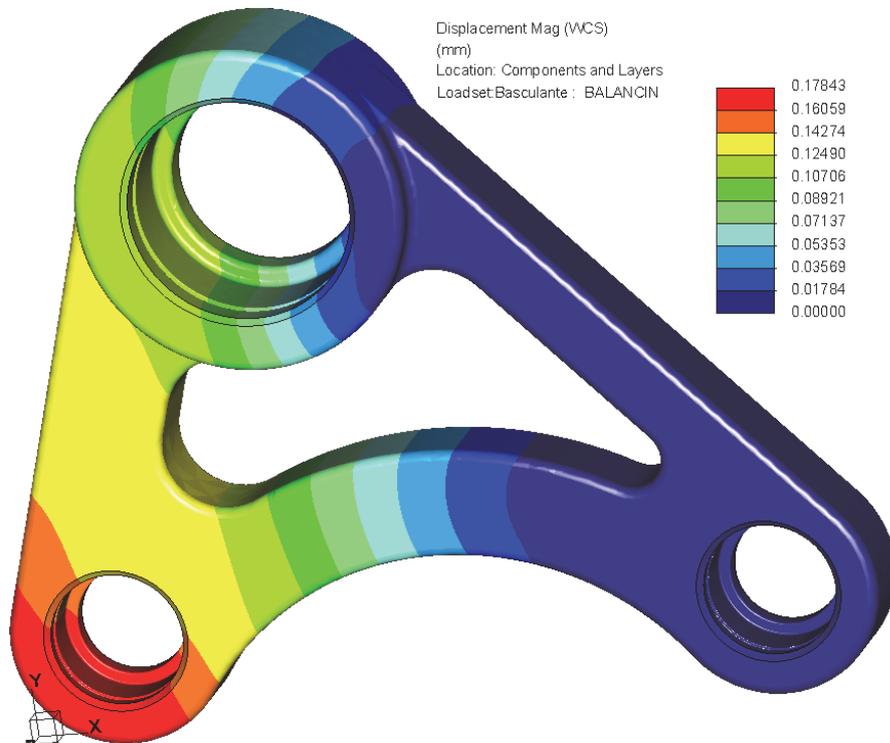
**Figura 3.170.** Definición del análisis estático no-lineal.

A continuación se representan las soluciones obtenidas:

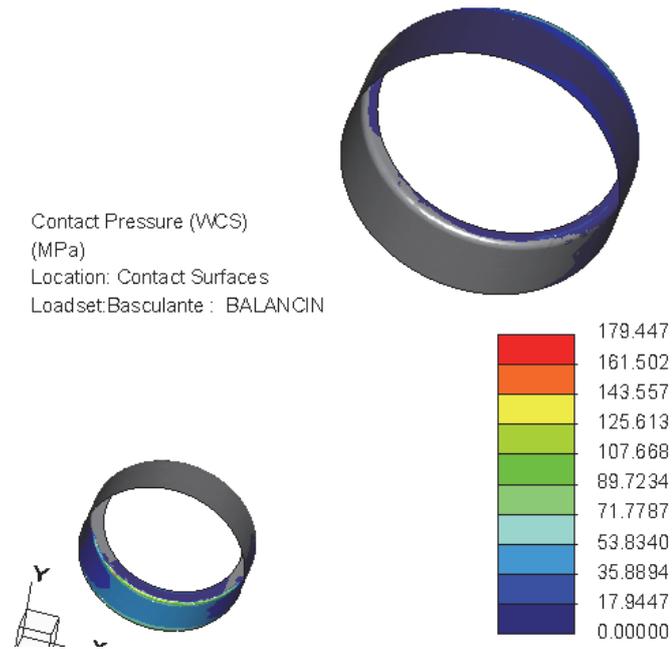
- **Tensiones.** Si comparamos la imagen de la figura 3.171 con la 3.163 de los análisis previos realizados, vemos que la distribución de tensiones son similares, apareciendo concentración de tensiones en zonas similares. Dichas concentraciones de tensiones aparecen en zonas muy localizadas, de forma que podemos asumir las plastificaciones que puedan aparecer.
- **Desplazamientos.** Los desplazamientos relativos que aparecen, aun siendo algo menores en este caso, son del mismo orden a los aparecidos en el análisis realizado por Inertia Relief.



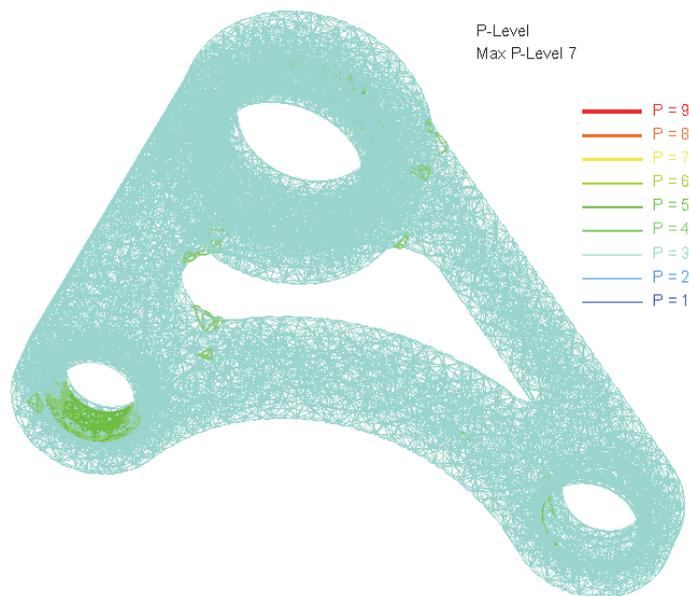
**Figura 3.171.** Resultado de tensiones von Mises del análisis estático no-lineal



**Figura 3.172.** Resultado de desplazamientos del análisis estático no-lineal.



**Figura 3.173.** Resultado de presiones de contacto del análisis estático no-lineal.



**Figura 3.174.** Grado de las funciones de interpolación empleadas en el análisis estático no-lineal.

Como conclusión cabe decir que los resultados obtenidos son muy similares a los que ya teníamos, por lo que en este caso no merece la pena realizar el análisis no-lineal por el enorme coste computacional que implica.

### 3.11.6 Anillo de retención de sección constante

Tal y como se ha comentado anteriormente, tanto las rótulas como el rodamiento irán colocados en una cajonera donde por un lado el propio balancín hará tope, pero por el otro lado colocaremos un anillo de seguridad o retención de sección constante, tal y como aparece en la figura 3.175, ya que las pestañas que tienen los anillos GROOVER DIN 472 son demasiado grandes y quedan fuera de las recomendaciones que aparecen en el catálogo de SKF.



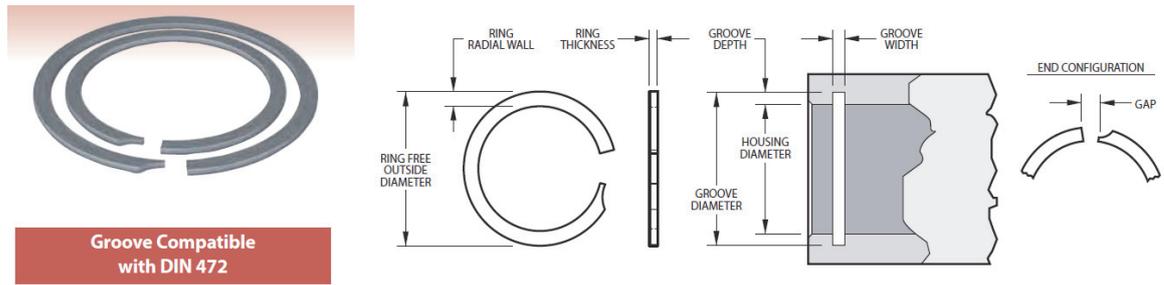
**Figura 3.175.** Rodamiento con anillo de retención.

Los anillos que emplearemos son de la casa SMALLEY, donde en la siguiente tabla 3.14 aparecen las características geométricas de los mismos y de las ranuras que las tienen que contener, que son compatibles con las GROOVER DIN 472, tal y como el propio catálogo lo indica.

En los apartados previos de cálculo de rodamiento y rótulas, en las características representadas para ambos elementos, tenemos que el diámetro exterior del rodamiento es de 37mm y de 22 milímetros el de las rótulas. Por ello seleccionamos los anillos FH-022 y FH-037 de la tabla 3.14 siguiente.

Hay que destacar las características mecánicas que aparecen descritas en las dos últimas columnas de la tabla: la carga lateral que soporta por una parte la ranura en la que se introduce el anillo, y la resistencia a cortante o cizalladura que tiene el propio anillo.

**Tabla 3.14.** Tabla de características de los anillos de retención de sección constante de la casa SMALLEY.



Groove Compatible  
with DIN 472

Product Dimensions All dimensions in millimeters unless otherwise specified.

Smalley Part Number <sup>1,4</sup>	Housing Diameter	Ring			Groove		Thrust Capacity	
		Outside Diameter	Radial Wall	Thickness	Diameter	Width	Groove Yield (N) <sup>2</sup>	Ring Shear (N) <sup>3</sup>
FH-022	22.00	23.22	1.90	.94	23.00	1.10	5,445	17,913
FH-037	37.00	39.37	3.25	1.44	39.00	1.60	17,869	43,868

Según el catálogo, la carga axial que soporta la ranura está basado en una tensión de fluencia del material de 310MPa y con un factor de seguridad de 2. En nuestro caso, la cavidad al estar hecha en aluminio cuya tensión de fluencia es de 130MPa, es fácil deducir por una regla de tres que en nuestro caso la carga axial que soportaría sería un 58% más pequeña.

En cuanto a la fuerza de cizalladura, al ser una propiedad del anillo, sería la que aparece en la tabla, donde según la misma. Este valor está calculado con un factor de seguridad de 3.

### 3.12 Bieleta

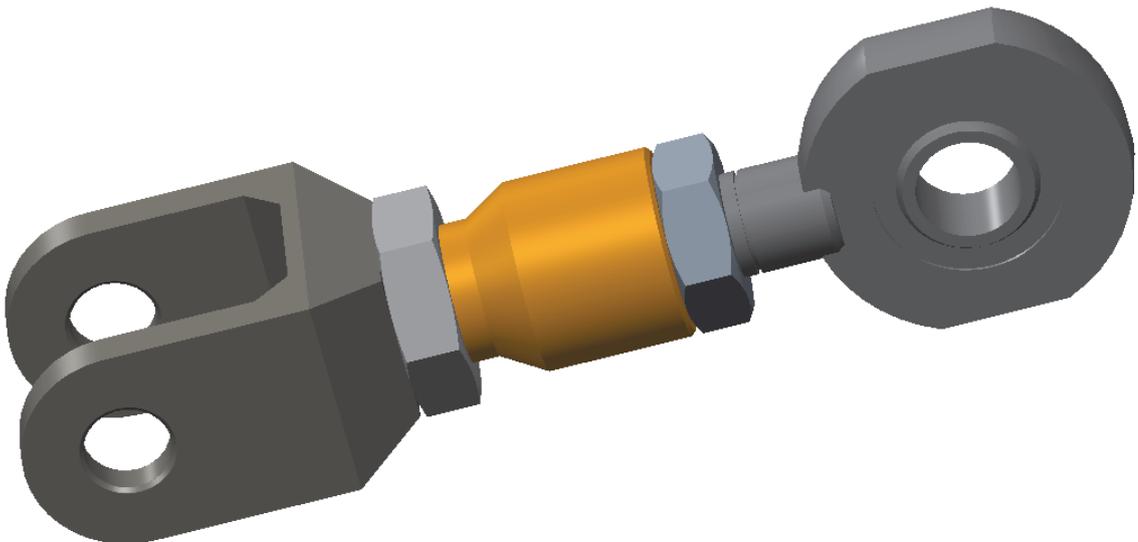
Una vez que tenemos perfectamente definidas las cargas a las que están sometidos los elementos de la suspensión, tal y como hemos realizado en el capítulo precedente dedicado al balancín, procederemos a desarrollar el diseño de la bieleta.

Las dimensiones básicas de la bieleta están perfectamente definidas por nuestro mecanismo, esto es, tal y como aparece en la figura 3.176 la distancia entre ejes es de 98mm.



**Figura 3.176.** Configuración básica de la bieleta

Este elemento lo diseñaremos de forma que su longitud sea regulable, y para ello utilizaremos elementos comerciales como cabezas de articulación, tuercas y una varilla roscada, además de una cabeza de horquilla que diseñaremos.



**Figura 3.177.** Diseño definitivo de la bieleta.

### 3.12.1 Cabeza de articulación

Una cabeza de articulación o de rótula, tal y como se puede ver en la figura 3.178, es una rótula donde el anillo exterior se ha modificado añadiendo un vástago en el que se pueden roscar distintos elementos para acoplarlo al mecanismo deseado.

Las cabezas de articulación están destinadas principalmente a soportar cargas radiales que actúen en la dirección del eje del vástago, tal y como sucede en nuestro caso, ya que la bieleta sólo soporta cargas en dicha dirección. Si las cargas actuaran en ángulos rectos respecto al eje del vástago, la carga máxima admisible se vería reducida puesto que se produciría un esfuerzo de flexión adicional en el vástago.

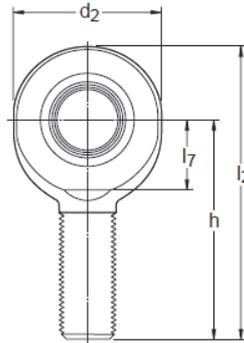
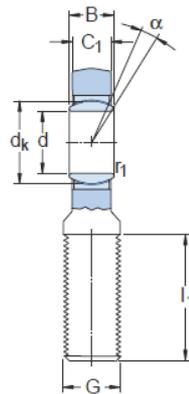


**Figura 3.178.** Cabeza de articulación o rótula.

Los criterios a utilizar a la hora de seleccionar una cabeza de rótula, son exactamente los mismos criterios que para seleccionar una rótula, con la salvedad de que hay que hacer una comprobación posterior para saber si el vástago es capaz de aguantar las cargas que le vamos a aplicar.

Por lo tanto, utilizando los cálculos realizados para seleccionar la rótula del capítulo anterior, necesitaremos una cabeza de articulación que tenga una capacidad dinámica superior a  $C = 10.616,6N$ , ya calculado.

Tal y como aparece en la tabla 3.15 del catálogo de SKF, y accediendo al capítulo de Cabezas de articulación libres de mantenimiento y con superficie de contacto acero/compuesto bronce sinterizado, tal y como hicimos en el caso de las rótulas, seleccionaremos el elemento **SAL 12 C** (rosca a izquierdas), ya que es el menor de los elementos con una capacidad de carga dinámica superior al mínimo calculado.

**Tabla 3.15.** Capacidades y características de cabezas de articulación

Cabezas de articulación libres de mantenimiento con rosca macho, con superficie de contacto acero/ compuesto bronce sinterizado d 6 – 30 mm

Dimensiones principales						Ángulo de inclinación	Capacidad de carga		Masa	Designaciones	
d	d <sub>2</sub> máx	G 6g	B	C <sub>1</sub> máx	h	α	dinám. C	estát. C <sub>0</sub>	kg	Cabeza articulación rosca a derechas	rosca a izquierdas
mm						grados	N			-	
10	30	M 10	9	7,5	48	12	8 650	18 300	0,053	SA 10 C	SAL 10 C
12	35	M 12	10	8,5	54	10	11 400	24 500	0,078	SA 12 C	SAL 12 C
15	41	M 14	12	10,5	63	8	18 000	34 500	0,13	SA 15 C	SAL 15 C

Por último, comprobaremos que la capacidad del vástago es superior a la requerida. Para ello, siguiendo las indicaciones del catálogo, obtendremos la carga máxima admisible para la cabeza de articulación en la dirección del eje del vástago de la siguiente manera:

$$P_{max} = C_0 \cdot b_2 \cdot b_6 \quad (\text{Ecuación 3.44})$$

Donde:

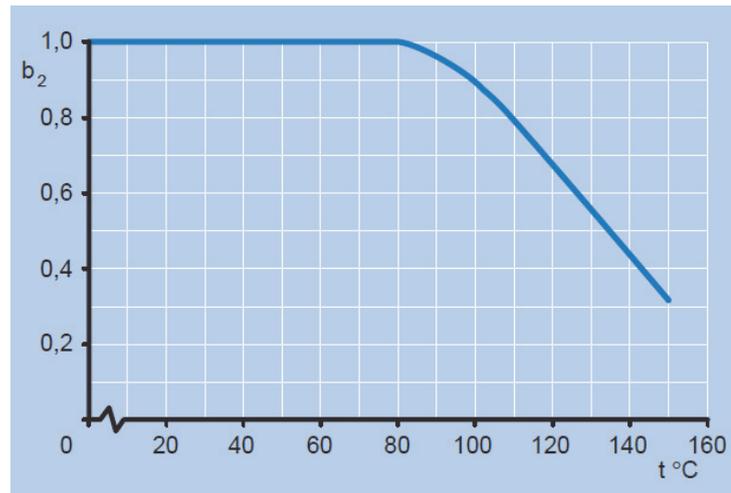
$P_{max}$  = Carga máxima admisible (N)

$C_0$  = Capacidad de carga estática (N)

$b_2$  = factor de temperatura

$b_6$  = factor para el tipo de carga

La capacidad de carga estática para la cabeza de rótula seleccionada según la tabla 3.15, es de 24.500N

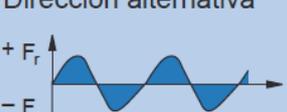


**Figura 3.179.** Factor de temperatura  $b_2$  para una superficie de contacto acero/compuesto bronce sinterizado

Para el factor de temperatura, según la imagen 3.179 tomaremos como  $b_2 = 1$ , ya que el elemento estará bien ventilado y no se espera que aumente mucho de temperatura.

Para el factor de tipo de carga, acudiremos a la tabla 3.16.

**Tabla 3.16.** Factores para tipo de carga.

Tipo de carga (magnitud y dirección)	Factor $b_6$
Constante 	1
Cíclica (dirección única) 	0,5
Dirección alternativa 	0,5

Según esta tabla, y sabiendo que nuestra carga siempre tendrá la dirección del vástago y que es cíclica, (según la tabla 3.5 varía entre un valor mínimo de 2.218,04N y un máximo de 6.635,36N), tomaremos como factor de carga  $b_6 = 0,5$ .

Volviendo a la ecuación 3.44, la carga máxima admisible en nuestro caso será:

$$P_{max} = C_0 \cdot b_2 \cdot b_6 = 25.500 \cdot 1 \cdot 0,5 = 12.750N > 6.635,36N$$

Por lo tanto, la cabeza de rótula es perfectamente válida para nuestras necesidades.

**Tabla 3. 17.** Dimensiones de la cabeza de rótula según cotas de la tabla 3.15.

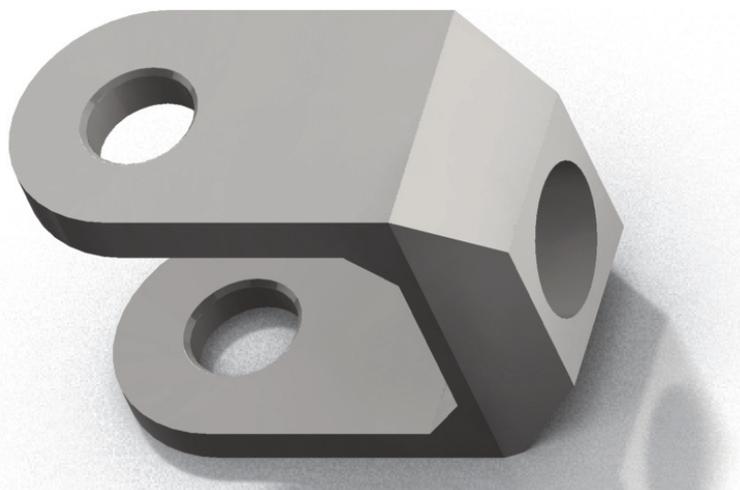
#### Dimensiones principales

d	d <sub>2</sub> máx	G 6g	B	C <sub>1</sub> máx	h	α	d <sub>k</sub>	l <sub>1</sub> mín	l <sub>2</sub> máx	l <sub>7</sub> mín	r <sub>1</sub> mín
mm						grados					
12	35	M 12	10	8,5	54	10	18	28	73	17	0,3

Tal y como aparece en la tabla 3.17, la longitud de la rosca de la cabeza de rótula es de 28mm como mínimo, y su longitud hasta el centro de 54mm. Como la longitud total de la bieleta en su estado normal es de 96 milímetros, para poder realizar una bieleta regulable en longitud, tendremos que cortar la longitud de la cabeza de rótula 5 milímetros, quedándonos una longitud de rosca de 23mm, más que suficiente como demostraremos más adelante.

### 3.12.2 Cabeza de horquilla

Una vez definida la cabeza de rótula, elemento con el que uniremos la bieleta al chasis, diseñaremos ahora el otro extremo de la bieleta, la cabeza de horquilla con la que uniremos la bieleta al balancín.



**Figura 3.180.** Cabeza de horquilla.

La horquilla se realizará en un acero al carbono de uso general F1140, en el que la resistencia a fluencia y rotura puede llegar a ser muy elevada en función de los tratamientos térmicos y superficiales que reciba, pero en el caso del acero en bruto, tenemos garantizada una resistencia a fluencia mínima de 300MPa.

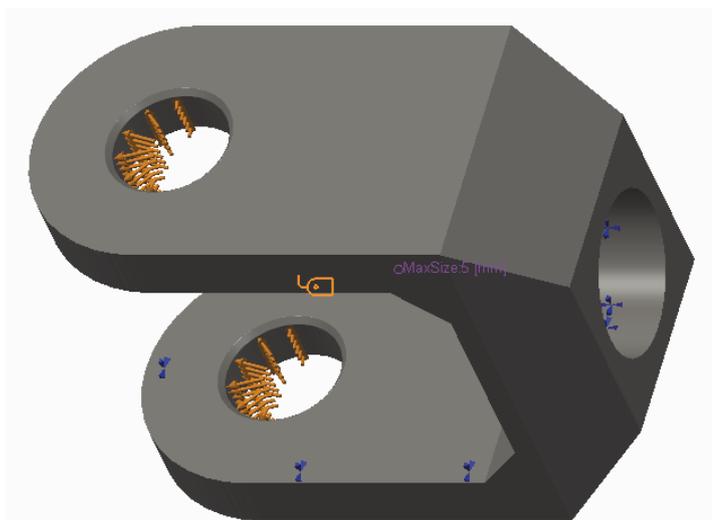
El diseño de la horquilla es bastante básico. En las orejetas tenemos sendos agujeros para el pasador que atravesará la rótula del balancín (diámetro 10 milímetros), y en el tercer lado llevará un agujero pasante roscado de métrica 16.

A la hora de realizar el análisis por MEF de la horquilla, lo diseñaremos de dos maneras distintas:

### 3.12.2.1 Carga sobre orificios del bulón

En este caso las condiciones impuestas son las siguientes:

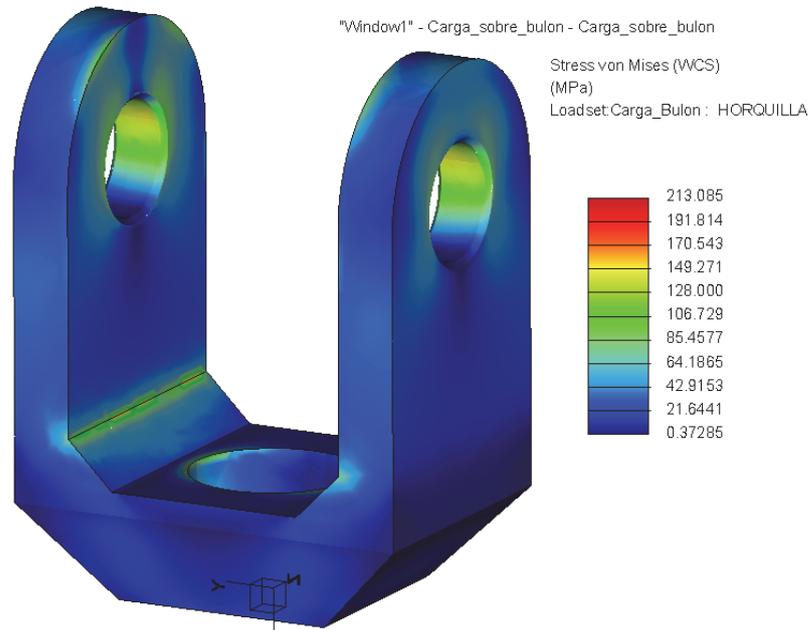
- La carga total de 6.635,36N, dividida en dos, se aplica en forma de Bearing en cada uno de los agujeros de las orejetas
- En el agujero roscado se impone una restricción total de movimientos (un empotramiento)
- En las caras interiores de las orejetas, se ha restringido todo movimiento perpendicular a dichas caras, ya que en el montaje llevará unos casquillos el bulón que impedirá los movimientos que no sean paralelos a dichas caras.



**Figura 3.181.** Cabeza de horquilla con las cargas y restricciones descritas.

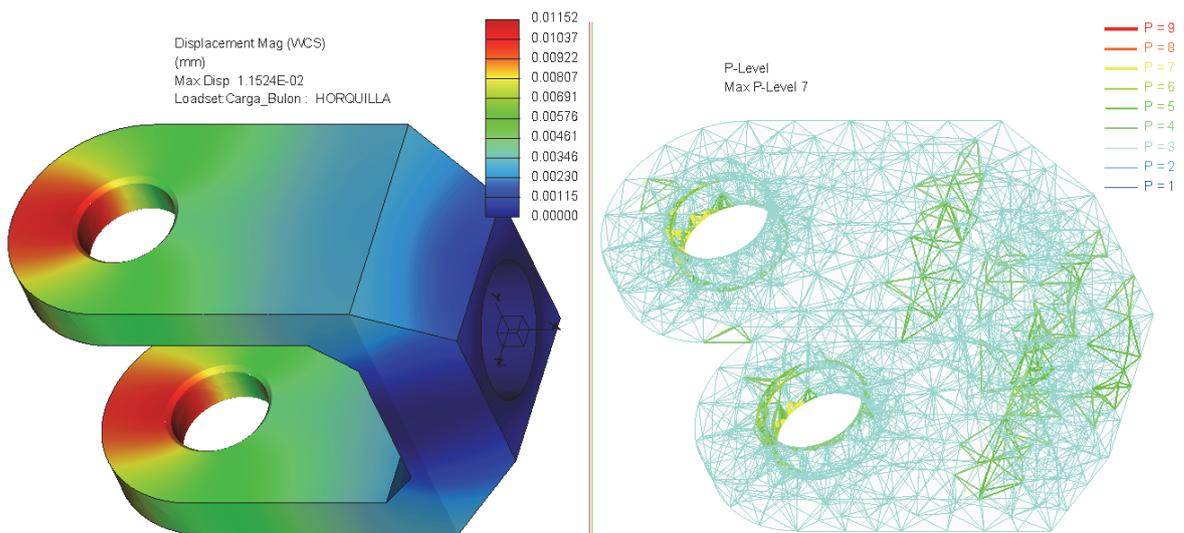
Bajo estas condiciones se ha corrido el análisis estructural obteniendo los resultados mostrados en la imagen 3.182 siguiente, que como se puede apreciar,

todas las tensiones de von Mises se encuentran por debajo de la tensión de fluencia, incluso la de aquellos puntos en las que se producen concentración de tensiones.



**Figura 3.182.** Resultado del primer análisis sobre la horquilla.

En la siguiente figura 3.183 aparecen representados los resultados del análisis en cuanto a desplazamientos, que es del orden de una centésima de milímetro, y el grado de los polinomios de interpolación utilizados, donde el mínimo es tres y en las zonas conflictivas llega a ser de 7.

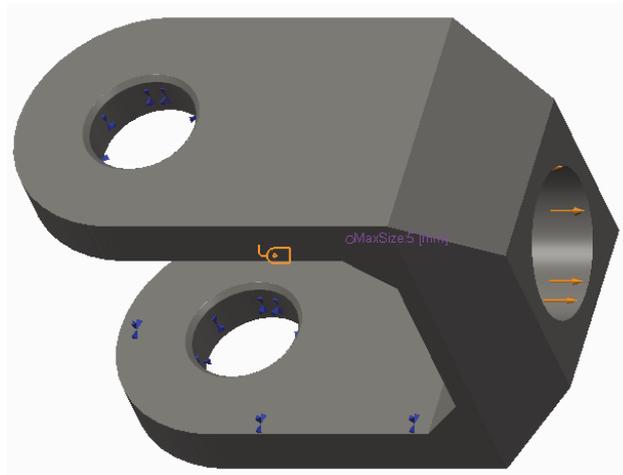


**Figura 3.183.** Análisis de desplazamientos y grado de los polinomios de interpolación utilizados.

### 3.12.2.2 Carga aplicada en la rosca

En este caso las condiciones impuestas son las siguientes:

- La carga total de 6.635,36N se aplica en la superficie roscada
- En las orejetas se impone una restricción tipo Pin
- En las caras interiores de las orejetas, se ha restringido todo movimiento perpendicular a dichas caras, ya que en el montaje llevará unos casquillos el bulón que impedirá los movimientos que no sean paralelos a dichas caras.



**Figura 3.184.** Cabeza de horquilla con las cargas y restricciones descritas.

Bajo estas condiciones se ha corrido el análisis estructural obteniendo los resultados mostrados en la imagen 3.185 siguiente, que como se puede apreciar, toda la pieza se encuentra muy por debajo de la tensión de fluencia, excepto la de aquellos puntos en las que se producen concentración de tensiones. En estos puntos, que se encuentran en el chaflán realizado a los agujeros de las orejetas, se producirían pequeñas deformaciones plásticas perfectamente asumibles y que no afectarían al perfecto funcionamiento de la horquilla.

En cuanto a los resultados obtenidos para los desplazamientos y grado de los polinomios de interpolación, los resultados son muy similares a los obtenidos en el primer análisis, desplazamientos del orden de la centésima de milímetro y grado de los polinomios de 3 subiendo a 7 en las zonas conflictivas.

Como conclusión asumimos que los resultados de los dos análisis son muy similares y damos por buena la pieza diseñada

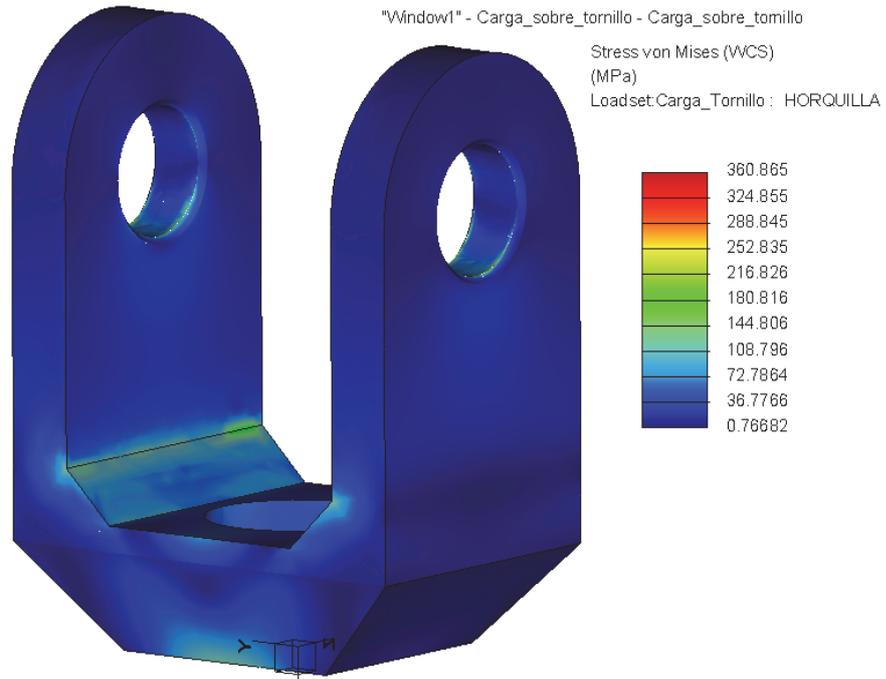


Figura 3.185. Resultado del segundo análisis sobre la horquilla.

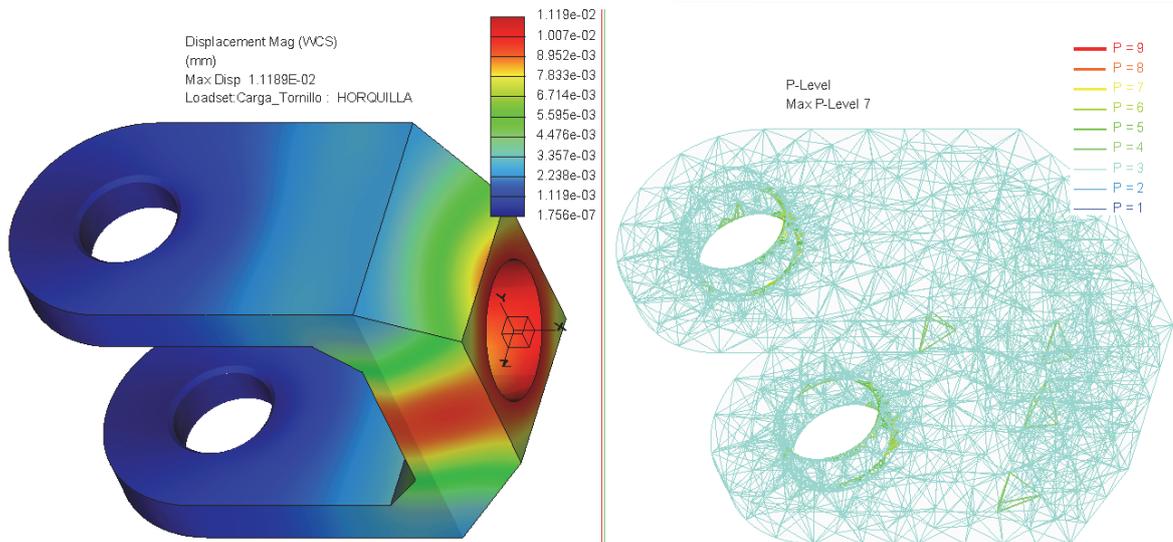


Figura 3.186. Resultados de desplazamientos y grado de los polinomios de interpolación utilizados en el segundo análisis.

### 3.12.3 Tirante regulador

La tercera pieza fundamental de la bieleta es el tirante regulador de longitud. Esta pieza tiene una rosca macho M14 a derechas que va enroscado en la horquilla, y una rosca hembra M12 a izquierdas donde enroscaremos la cabeza de rótula. De esta manera al girar el tirante en un sentido o en otro conseguiremos aumentar o disminuir la longitud de la bieleta. Por último, el sistema también llevará sendas contratueras hexagonales bajas DIN 936 acorde con las métricas y sentido de giro anteriores.



**Figura 3.187.** Diseño del tirante regulador.

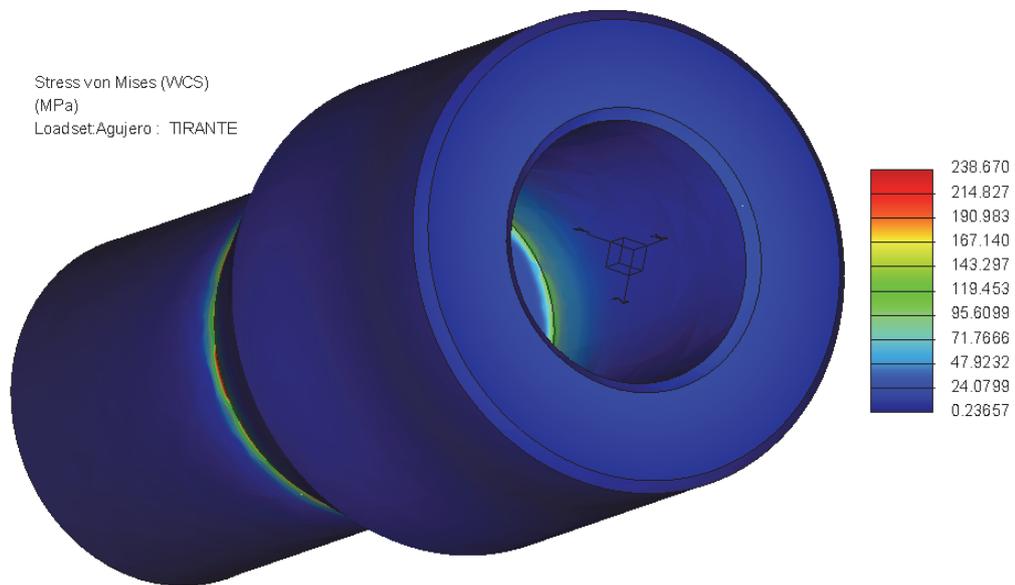
Este elemento al igual que la horquilla, la realizaremos en acero al carbono F1140, donde la forma más sencilla para fabricarlo sería mecanizando una varilla de dicho material.

Para validar las características geométricas de este elemento, se han realizado dos análisis diferentes por MEF.

#### 3.12.3.1 Carga en la rosca hembra

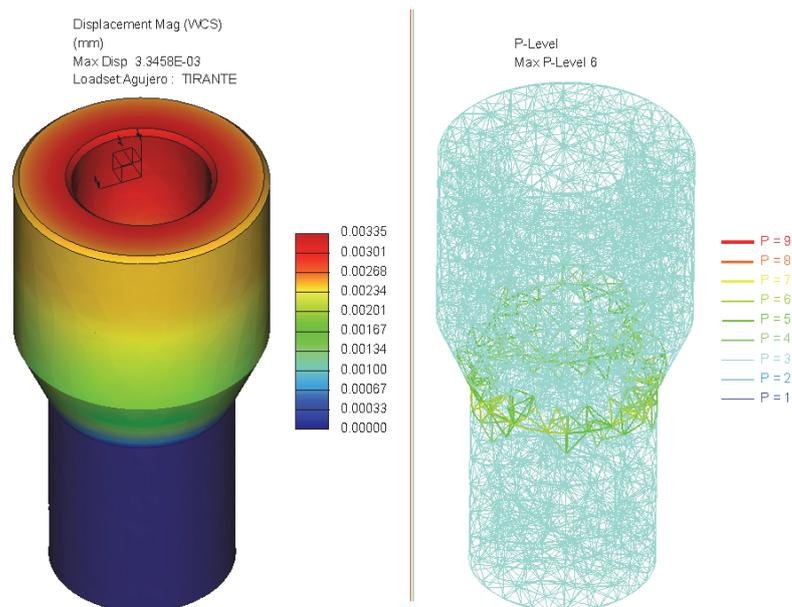
Para realizar este análisis, hemos aplicado toda la carga de 6.635,36N como carga superficial sobre la cara interior de la rosca hembra simulando un elemento roscado tirando del mismo, y un empotramiento en la rosca macho, esto es, hemos anulado toda posibilidad de movimiento superficial en la cara exterior de la rosca macho. Hay que tener en cuenta que en la realidad no todas las superficies que tengan rosca estarán roscadas del todo, esto es, ni en la rosca hembra llegará toda la carga hasta el fondo del agujero ni en la rosca macho llegará toda la carga hasta el inicio

del chaflán. Esto habrá que tenerlo en cuenta a la hora de comentar los resultados de los análisis.



**Figura 3.188.** Resultado del primer análisis sobre el tirante

En la imagen 3.188 se puede apreciar cómo aparecen concentraciones de tensiones en el exterior en el inicio del chaflán, y en el interior en el fondo del agujero. Sin embargo, todas las tensiones que aparecen están por debajo de la tensión de fluencia (300MPa), por lo tanto no existirá ningún problema.

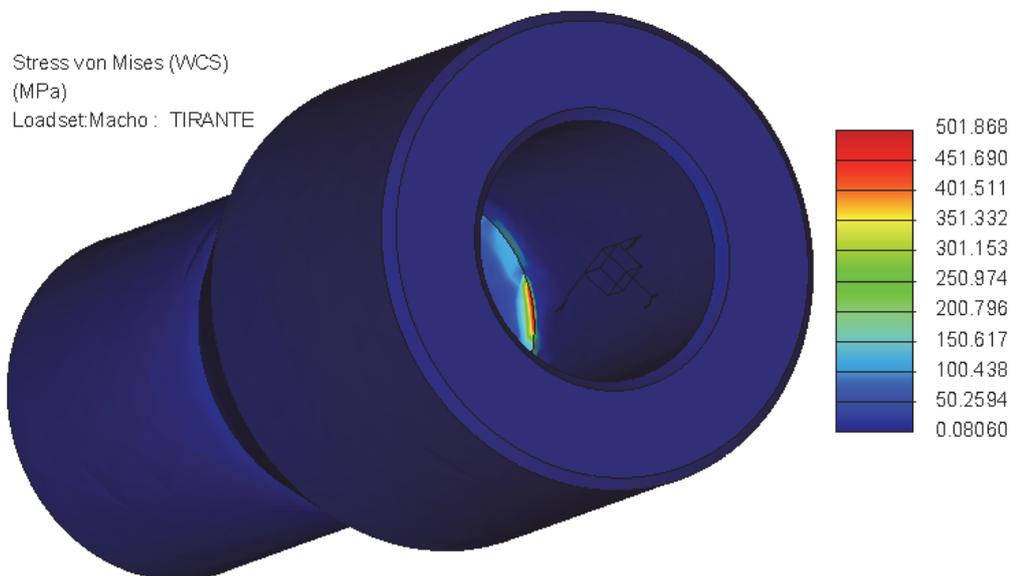


**Figura 3.189.** Resultado del primer análisis para desplazamientos y grados de los polinomios de interpolación

En cuanto a los desplazamientos comentar que son totalmente despreciables, del orden de 3 micrómetros, y en cuanto al orden de los polinomios de interpolación, indicar que sube de tres a seis en las zonas en las que hay concentración de tensiones, mejorando la precisión del resultado obtenido.

### 3.12.3.2 Carga en la rosca macho

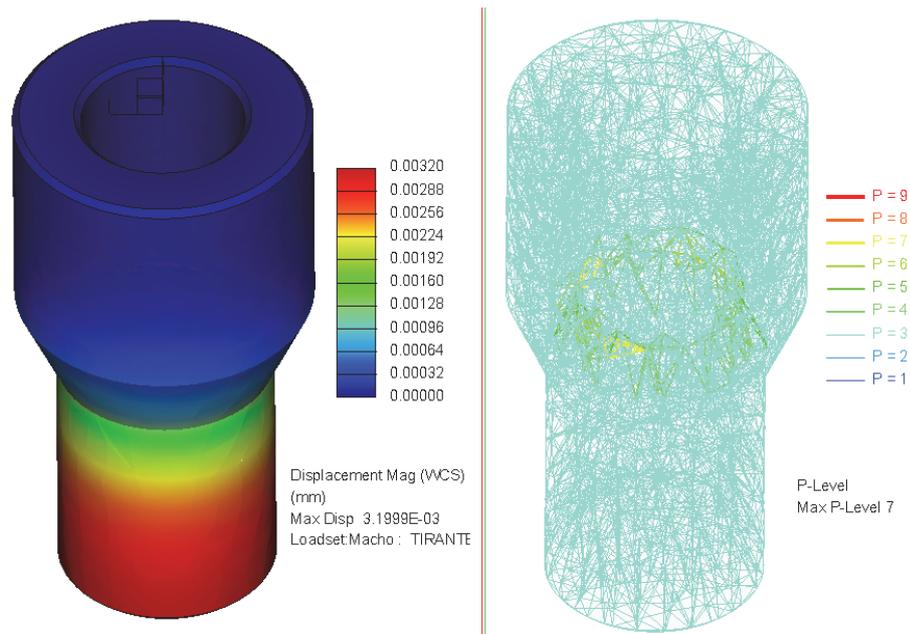
En este caso, de forma similar al caso anterior, se ha situado toda la carga en la superficie de la rosca macho y se ha empotrado toda la rosca interior (restricción de todo movimiento en la superficie de la rosca interior).



**Figura 3.190.** Resultado del segundo análisis sobre el tirante

En la imagen 3.190 se puede apreciar como en el fondo de la rosca hembra aparecen concentraciones de tensiones muy por encima del límite de fluencia. Hay que indicar, como en el caso precedente, en la realidad la superficie roscada no sería hasta el fondo del agujero y que el elemento roscado tampoco llegaría hasta el final de la superficie roscada. Por lo tanto cabe decir que aunque es de esperar que aparezcan concentraciones de tensiones, no serían de la magnitud que muestra este análisis (y que el primero no mostraba), y al estar localizadas en una zona muy pequeña, serían totalmente asumibles.

En la siguiente figura 3.191 aparecen representadas los resultados correspondientes a las deformaciones y grados de los polinomios de interpolación.



**Figura 3.191.** Resultado del segundo análisis para desplazamientos y grados de los polinomios de interpolación

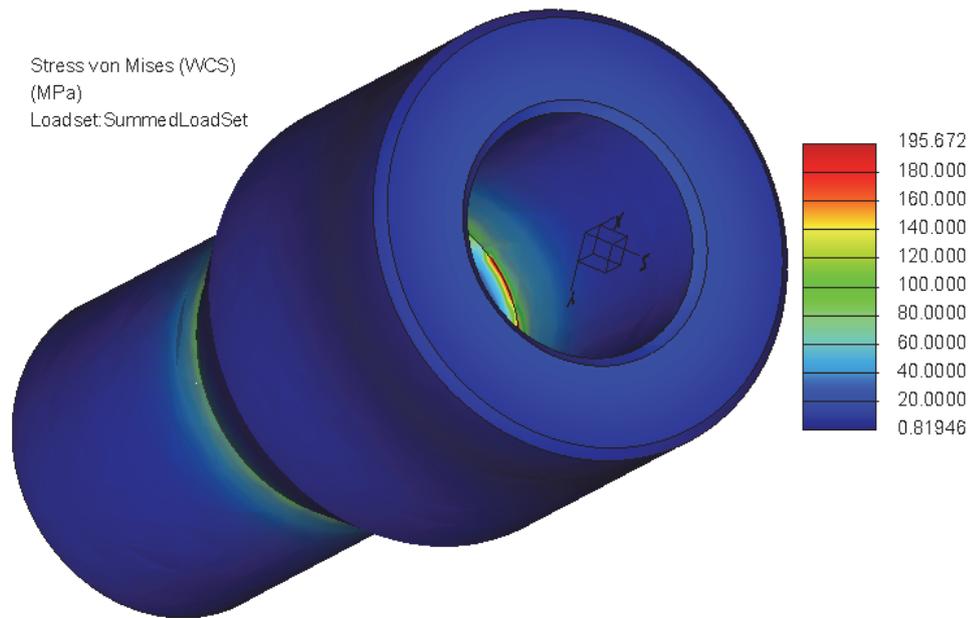
Los comentarios serían exactamente iguales a los realizados en el apartado anterior, con la salvedad de que en este caso el grado de los polinomios de interpolación sube hasta 7.

### 3.12.3.3 Inertia Relief

Al aparecer esta disparidad en los resultados de los dos análisis anteriores, aunque ya se haya razonado el motivo, se ha realizado un tercer análisis mediante la opción de Inertia Relief. En este tipo de análisis, como ya se explica en el documento de anexos, se aplican todas las cargas que aparecen sobre el cuerpo pero ninguna restricción.

En este análisis, según la figura 3.192, aparecen como era de esperar concentración de tensiones en las mismas zonas, pero en este caso todas ellas están por debajo de la tensión de fluencia del material, que recordemos es de 300MPa.

Por lo tanto, como conclusión podemos validar totalmente la pieza.



**Figura 3.192.** Resultado del análisis por Inertia Relief sobre el tirante

### 3.12.4 Longitud mínima roscada

Una vez validada la resistencia de las piezas, tenemos que comprobar que las uniones roscadas de las mismas serán capaces de soportar las cargas aplicadas. Para ello, la única variable con la que podemos jugar es la longitud mínima a roscar dichos elementos, ya que tanto el material como la métrica de las mismas ya está definida.

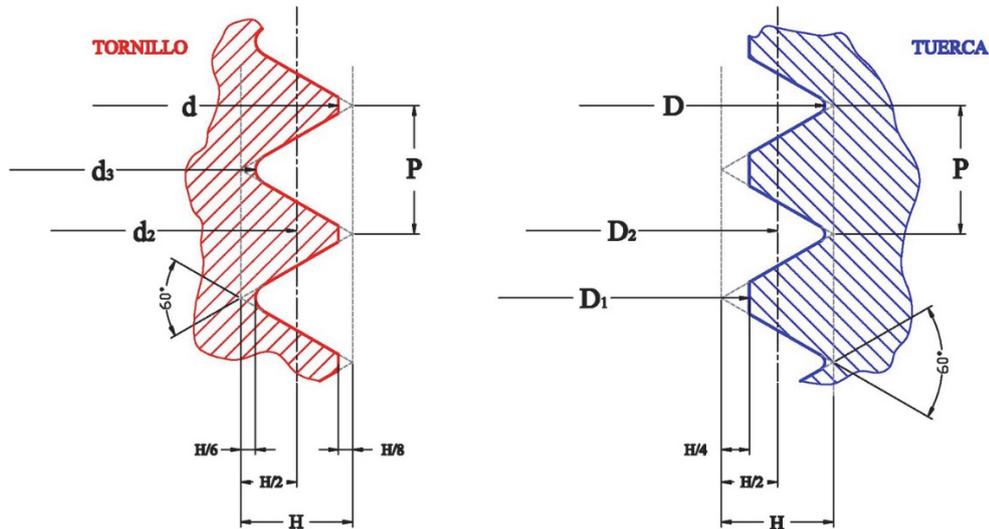
Entendemos como longitud roscada de enganche a la longitud de contacto entre la rosca del tornillo (rosca macho) y la rosca de la tuerca o la rosca hembra. De la misma manera que para el cálculo del momento de apriete de un tornillo, en la longitud de enganche de una unión roscada influye el material de fabricación, las tolerancias de fabricación y el perfil de las roscas o la norma a la cual pertenecen.

En este caso nos limitaremos a las roscas métricas ISO basadas en la DIN 13 y las fórmulas expuestas serán válidas sólo para este tipo de flanco a 60°.

La longitud roscada de enganche se determina básicamente por las tensiones al corte que sufre la rosca al ser sometida a las fuerzas de apriete y trabajo. Evidentemente, que los cálculos expuestos no toman en cuenta las deformaciones

que sufre la rosca y que las fuerzas que actúan sobre el tornillo son coaxiales al eje de la unión y uniformemente repartidas sobre los flancos.

La figura siguiente permite aclarar la simbología y los parámetros utilizados para el cálculo de la longitud de rosca.



**Figura 3.193.** Simbología y parámetros utilizados para el cálculo de la longitud de rosca.

De donde:

$d$  = Diámetro externo de la rosca macho o tornillo.

$d_2$  = Diámetro primitivo de la rosca macho.

$d_3$  = Diámetro interno de la rosca macho.

$D$  = Diámetro (externo) de la rosca hembra o tuerca.

$D_2$  = Diámetro primitivo de la rosca hembra.

$D_1$  = Diámetro interno de la rosca hembra.

$P$  = Paso.

$60^\circ$  = Ángulo del filete de la rosca.

$H$  = Altura del triángulo base de la rosca.

Las roscas quedan definidas por el diámetro nominal “ $d$ ”, el cual no toma en cuenta las tolerancias de fabricación. Por ejemplo, una rosca M42x2 posee un diámetro

nominal de 42 mm y paso de 2 mm por tratarse de una rosca métrica "M", dependiendo de la tolerancia este diámetro (al igual que todos lo demás) tendrá una medida final diferente a 42. Si la tolerancia es g6, el diámetro estaría comprendido entre 41,96 mm y 41,68 mm. De la figura se pueden deducir las relaciones existentes entre los diámetros, altura y el paso de la rosca, relaciones mostradas en las tablas normalizadas de las roscas.

Desde el punto de fabricación los diámetros deben quedar comprendidos dentro de las tolerancias de la rosca, que el caso más usual en tornillería es la calidad media, es decir g6 para la rosca macho y H6 para la rosca hembra. Al igual que el sistema de tolerancias dimensionales, la letra define la posición de la zona de tolerancia con respecto a la línea de referencia y el número el Intervalo de Tolerancia (IT) que define la amplitud de la misma. En el sistema métrico, las tablas de roscas que están bien definidas dan los valores máximos y mínimos de todos los diámetros que poseen las roscas en función a la tolerancia.

La figura 3.194 nos muestra el ensamble tornillo/tuerca, donde en el dibujo sólo se han dejado los datos de interés para deducir la fórmula que permitirá calcular la longitud roscada de enganche.

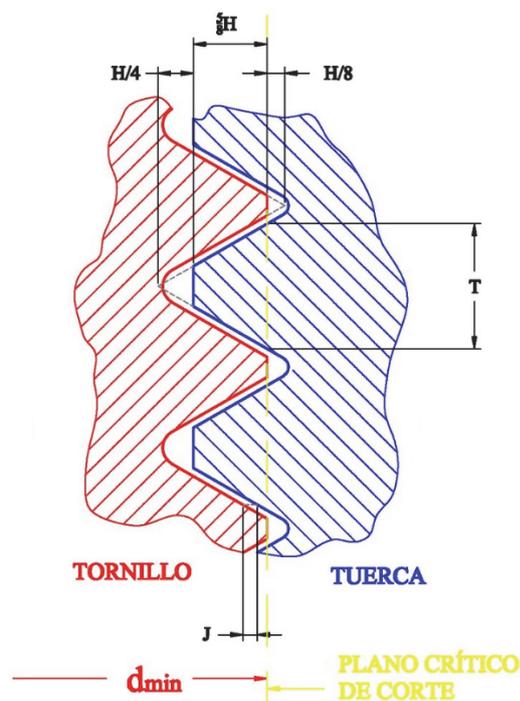


Figura 3.194. Ensamble tornillo/tuerca.

El plano crítico de corte de la rosca hembra queda definido por el diámetro externo mínimo (según tolerancias) de la rosca macho, este plano define el ancho “T” de la sección de corte del filete que estará sometida al corte debido a las fuerzas resultante del apriete de las roscas más las fuerzas de trabajo. “J” es el juego entre roscas producto de las tolerancias de fabricación de la rosca macho y de la rosca hembra.

De acuerdo a la figura 3.194 anterior, la sección de corte de la rosca hembra queda definida como:

$$A_c = \pi \cdot d_{min} \cdot T \cdot n \quad (\text{Ecuación 3.45})$$

Donde:

$A_c$  = Área sección de corte.

$d_{min}$  = Diámetro mínimo de la rosca externa macho.

$T$  = Ancho de la sección de corte en la rosca hembra.

$n$  = Número de espiras.

Si el número de espiras “n” se toma como 1, el área de corte calculada sería la sección unitaria, es decir por espira. De la figura anterior es fácil entender por qué se toma el diámetro menor de la rosca macho, ya que el ancho de la sección de corte se hace menor.

Por otro lado se tiene que:

$$n = L/P \quad (\text{Ecuación 3.46})$$

Donde:

$n$  = Número de espiras.

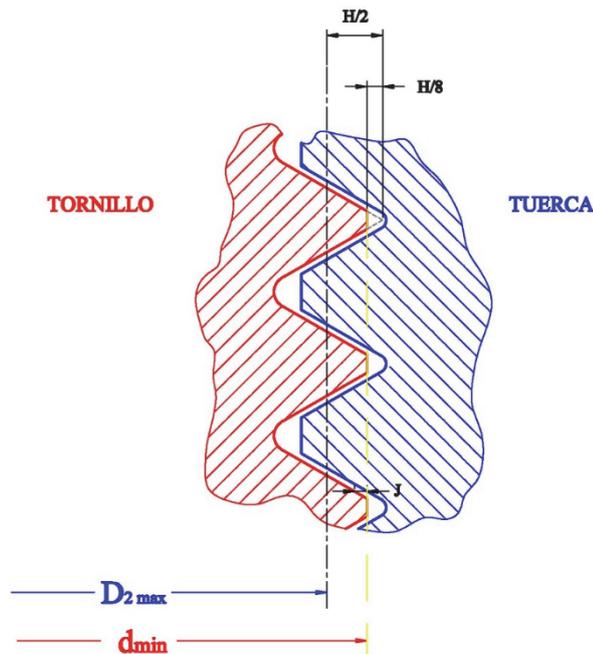
$L$  = Longitud de rosca.

$P$  = Paso de la rosca.

De la figura 3.194 anterior, también se puede deducir que

$$\operatorname{tg}30^\circ = \frac{T/2}{\left(\frac{7}{8}H - J\right)} \quad (\text{Ecuación 3.47})$$

Para encontrar la relación existente entre el juego “J” entre flancos de las roscas y las dimensiones del perfil triangular base nos apoyaremos en la siguiente figura 3.195.



**Figura 3.195.** Ensamble tornillo/tuerca.

Haciendo coincidir los flancos de las roscas macho y hembra se puede llegar a la siguiente expresión:

$$J = \frac{H}{2} - \frac{H}{8} - \frac{d_{min} - D_{2max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{3}{4}H - d_{min} + D_{2max} \right) \quad (\text{Ecuación 3.48})$$

Desde el punto de vista del juego “J” se toma el diámetro primitivo máximo de la rosca hembra ( $D_{2max}$ ), ya que el juego es mayor cuando el diámetro primitivo de la rosca hembra toma su máximo valor.

La siguiente relación se deduce de la figura 3.194 inicial:

$$\operatorname{tg}30^\circ = \frac{P}{2H} \quad (\text{Ecuación 3.49})$$

Combinando las tres últimas ecuaciones 3.47, 3.48 y 3.49, se tiene la ecuación matemática que nos permite hallar el ancho de la sección sometida a corte “T” en función del paso “P” de la rosca, del diámetro mínimo de la rosca macho y del diámetro primitivo máximo de la rosca hembra.

$$T = \frac{P}{2} + (d_{min} - D_{2max}) \cdot tg30^{\circ} \quad (\text{Ecuación 3.50})$$

Finalmente, sustituyendo 3.50 y 3.46] en la fórmula 3.45 tenemos el área de corte de la rosca hembra, cuya expresión final es:

$$A_c = \pi \cdot d_{min} \cdot \frac{L}{P} \cdot \left[ \frac{P}{2} + (d_{min} - D_{2max}) \cdot tg30^{\circ} \right] \quad (\text{Ecuación 3.51})$$

Por último, conociendo el área de corte de la rosca hembra y la carga que tiene que soportar la misma, seremos capaces de obtener la longitud L mínima necesaria empleando la siguiente ecuación 3.52:

$$\tau = \frac{F}{A_c} \quad (\text{Ecuación 3.52})$$

Donde

$F$  = Fuerza axial sobre el tornillo.

$A_c$  = Área de corte de la rosca hembra.

$\tau$  = Resistencia al corte del material de fabricación de la rosca hembra.

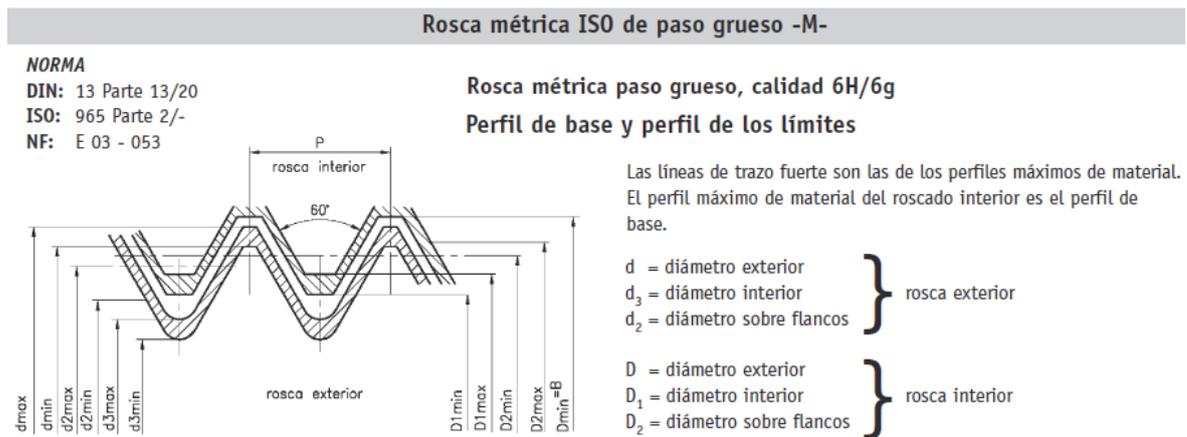
De donde combinando las dos ecuaciones anteriores 3.51 y 3.52 obtenemos la ecuación definitiva que nos dará la longitud que buscamos.

$$L = \frac{F}{\tau \cdot \left\{ \pi \cdot d_{min} \cdot \frac{1}{P} \cdot \left[ \frac{P}{2} + (d_{min} - D_{2max}) \cdot tg30^{\circ} \right] \right\}} \quad (\text{Ecuación 3.53})$$

Por otra parte, aunque la métrica fina de las roscas nos proporciona una superficie mayor contra el desgarramiento de la rosca, la métrica normal o gruesa tiene mejor comportamiento ante esfuerzos dinámicos, es menos sensible a los choques y tiene menos riesgo de arrancado de la rosca.

Así mismo sabemos que la rosca de unión del tirante con la horquilla es de métrica 16 y la cabeza de rótula de métrica 12, que tanto la horquilla como el tirante están fabricados en acero F-1140, con tensión de fluencia de 300MPa (por lo tanto tensión cortante  $\tau \approx 150MPa$ ), que la fuerza a tracción que soporta la bieleta es de 6.635,36N, y utilizando la ecuación 3.53 con los datos facilitados en la siguiente tabla 3.18, podemos obtener las longitudes mínimas roscadas necesarias.

**Tabla 3.18.** Dimensiones de rosca calidad normal 6H/6g según Norma DIN13



**Límites de dimensiones de la rosca métrica, paso grueso, calidad 6H/6g.**

Diámetro nominal $B=D_{\min}$	Paso	Rosca exterior, clase de tolerancia 6g <sup>1)</sup> . Bulones y tornillos						Rosca interior, clase de tolerancia 6H <sup>1)</sup> . Tuercas				Sección del $\emptyset$ interior $\pi/4 d_3^2$ $A_{43}$ mm <sup>2</sup>	Sección resistente $\pi/4 (d_2+d_3)^2/2$ $A_s$ mm <sup>2</sup>
		Diámetro exterior		Diámetro sobre flancos		Diámetro interior		Diámetro sobre flancos		Diámetro interior			
		$d_{\max}$	$d_{\min}$	$d_{2\max}$	$d_{2\min}$	$d_{3\max}$	$d_{3\min}$	$D_{2\min}$	$D_{2\max}$	$D_{1\min}$	$D_{1\max}$		
12	1,75	11,966	11,701	10,829	10,679	9,819	9,602	10,863	11,063	10,106	10,441	76,25	84,3
14	2	13,962	13,682	12,663	12,503	11,508	11,271	12,701	12,913	11,835	12,210	104,7	115
16	2	15,962	15,682	14,663	14,503	13,508	13,271	14,701	14,913	13,835	14,210	144,1	157
18	2,5	17,958	17,623	16,334	16,164	14,891	14,625	16,376	16,600	15,294	15,744	175,1	193
20	2,5	19,958	19,623	18,334	18,164	16,891	16,625	18,376	18,600	17,294	17,744	225,2	245

- Rosca de unión Horquilla-Tirante M16x2

$$L = \frac{6.635,36}{150 \cdot \left\{ \pi \cdot 15,682 \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{2}{2} + (15,682 - 14,913) \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \right] \right\}} = 1,24mm$$

- Rosca de unión Cabeza de Rótula-Tirante M12x1,75

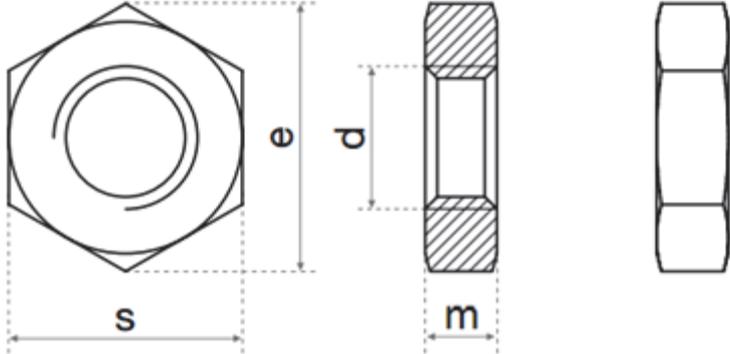
$$L = \frac{6.635,36}{150 \cdot \left\{ \pi \cdot 11,701 \cdot \frac{1}{1,75} \cdot \left[ \frac{1,75}{2} + (11,701 - 11,063) \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \right] \right\}} = 1,69mm$$

Tal y como podemos comprobar las longitudes mínimas necesarias son ínfimas siendo ampliamente superadas en la bieleta tal y como se puede comprobar en el documento de planos, subconjunto Bieleta.

### 3.12.5 Contratuercas

Tal y como hemos comentado en el capítulo de selección de la cabeza de rótula, no tenemos mucho margen a la hora de jugar con las distancias y longitudes roscadas. Por ello las tuercas que elegiremos serán hexagonales bajas, según DIN 936. Las métricas como ya sabemos, M12 a izquierdas para la cabeza de rótula y M16 a derechas para el tensor.

**Tabla 3.19.** Características geométricas de las tuercas planas DIN 936.

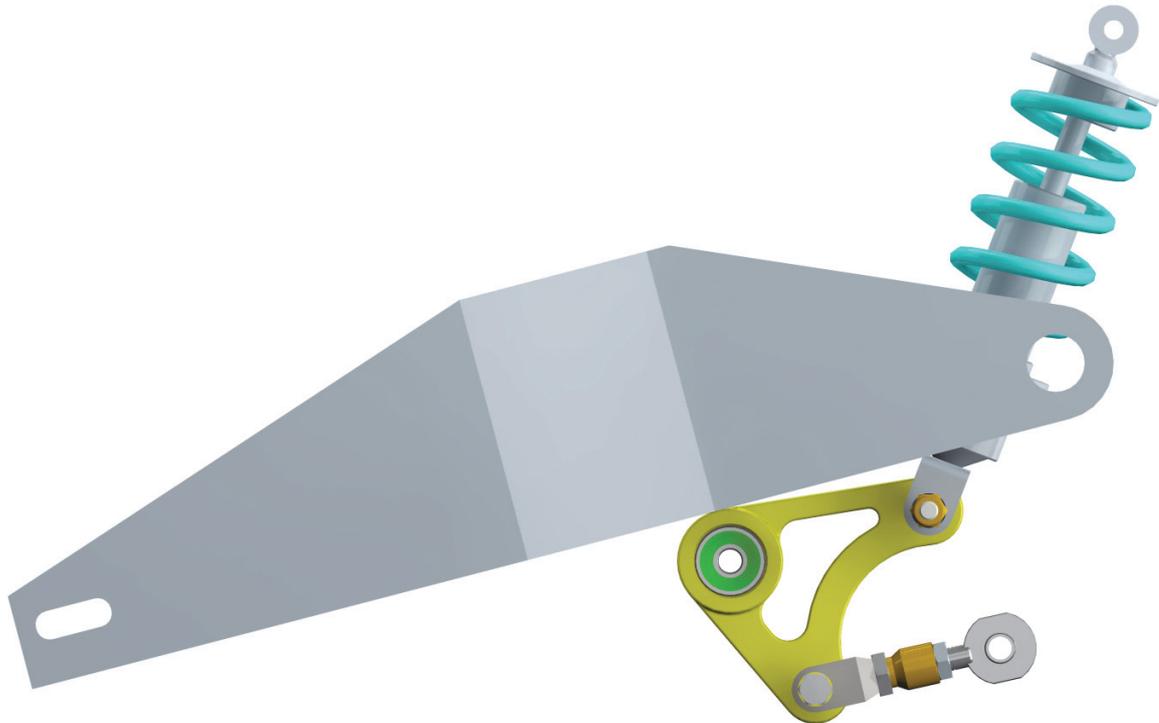


M	s	e	m
M-12	19	21,1	6
M-16	24	26,75	8

Tal y como aparece en la tabla 3.19, los grosores de las tuercas son 6 y 8 milímetros respectivamente, en vez de los 10 y 13 milímetros que tendrían las tuercas normales DIN 934 (ISO 4032).

### 3.13 Conjunto final

Una vez definidos los elementos que componen la suspensión, junto con el prediseño del basculante que se definirá en el capítulo siguiente, hablaremos de los elementos de unión necesarios para montar el mecanismo.



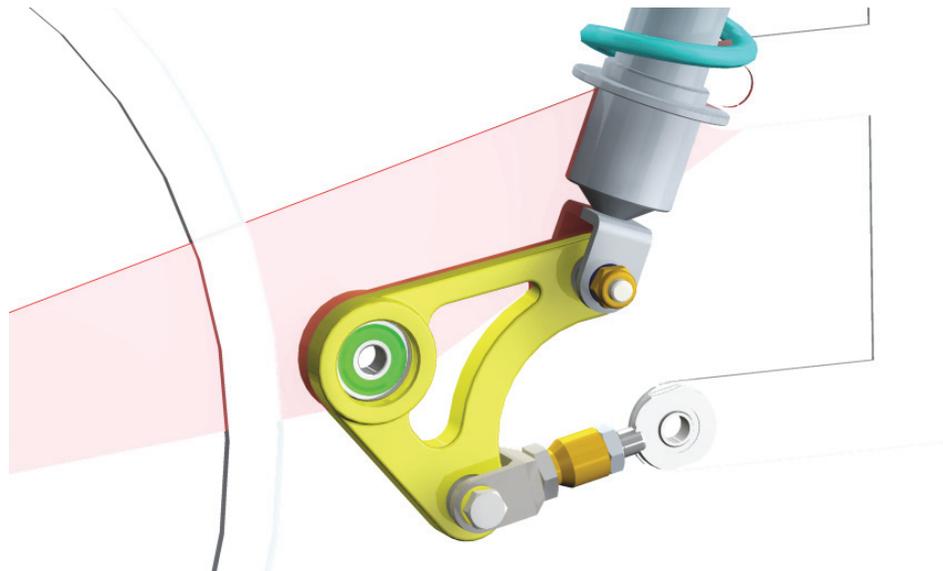
**Figura 3.196.** Conjunto final de la suspensión.

En la figura 3.196 se representa el conjunto montado, salvo aquellas partes que en este proyecto no se definen o no se conocen (como el sistema de unión de los diferentes elementos al chasis). Por lo tanto, en este capítulo definiremos la unión entre bieleta y balancín, y la unión entre balancín y amortiguador.

#### 3.13.1 Unión Bieleta-Balancín

Tal y como se puede comprobar en el documento de anexos 5.3 correspondientes a los planos del mecanismo, como eje se utilizará un tornillo de métrica 10 DIN931 de longitud 55 milímetros, con dos arandelas de seguridad Grower DIN127, rematado por una tuerca de seguridad autoblocante DIN982.

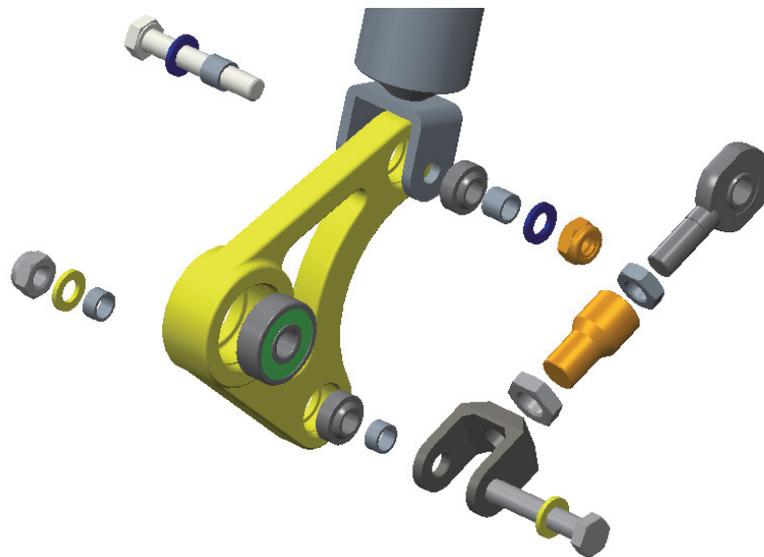
Por otra parte, para mantener la equidistancia de las orejas de la horquilla de la bieleta con el balancín, se va a revestir el tornillo con dos casquillos que harán tope por un lado con la rótula y por el otro lado con la horquilla.



**Figura 3.197.** Conjunto de suspensión Pro-Link.

### 3.13.2 Unión Bieleta-Amortiguador

En este caso, el sistema de unión es exactamente igual al anterior, salvo dos detalles: el tornillo es de longitud 60 milímetros, y los casquillos separadores son de 10 milímetros de longitud cada uno, cuando en el caso anterior eran de 6,5 milímetros.



**Figura 3.198.** Conjunto explosionado.

En la figura 3.198 se pueden apreciar los elementos ya comentados y utilizados para formar el mecanismo.

### **3.14 Prediseño del basculante**

Tal y como se explica en el capítulo dedicado a la suspensión trasera de la Introducción, la función primaria de la suspensión de la moto es la de aislar al piloto y al cuerpo principal de la máquina de los baches y oscilaciones de la carretera, para mejorar el confort del piloto y para mejorar la fiabilidad y longevidad de la moto. Para hacer esto, y para mejorar el rendimiento en competición del conjunto motriz, es fundamental que las ruedas se mantengan en un contacto lo más estrecho posible con el suelo para conseguir un control y un agarre a la carretera máximo.

Una buena suspensión optimiza el rendimiento de la moto, haciendo que el flujo de potencia desde la planta motriz hasta la rueda y el asfalto sea con las menores pérdidas posibles. De nada sirve una motocicleta que tenga una gran potencia si la suspensión no garantiza el contacto de la rueda que haga efectiva esa potencia.

Resulta muy complejo diseñar un sistema de suspensiones en una motocicleta debido al vasto rango de demandas contradictorias provocadas por el diseño del vehículo y la necesidad de inclinarse para tomar las curvas. La baja relación entre la distancia entre ejes y la altura del CdG da lugar a una gran transferencia de carga al acelerar y al frenar. A la vez, la suspensión debe mantener su capacidad para absorber los baches de la carretera. Los requerimientos de confort y agarre se encuentran normalmente en conflicto.

En este mismo capítulo, se dedicaba una sección al basculante como parte de la suspensión, y en efecto, así es como lo debemos considerar. El basculante aparte de servir como soporte para la rueda y diversos elementos, es parte sustancial del sistema global de suspensión, siendo sus características mecánicas de gran importancia en determinadas situaciones.

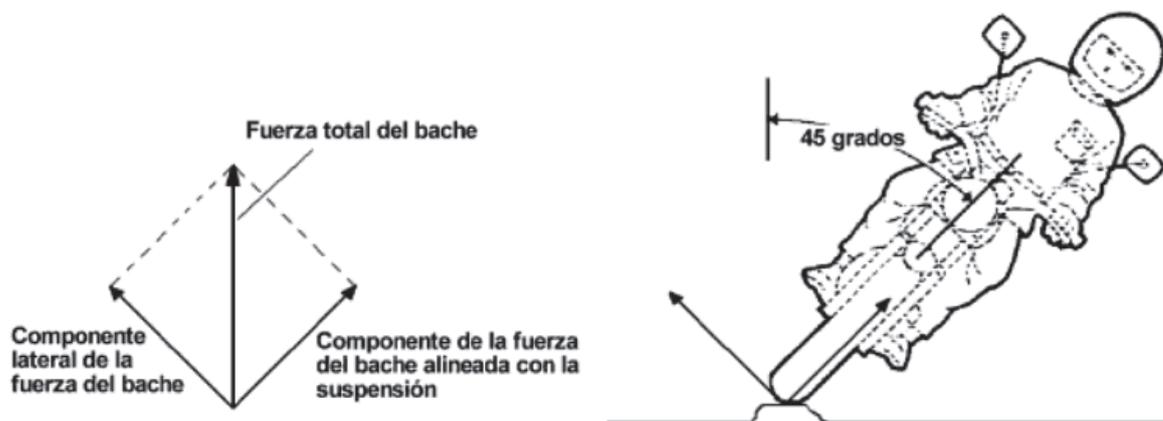
#### **3.14.1 Rigidez del basculante**

##### **3.14.1.1 Suspensión lateral**

Cuando alcanzamos un bache estando inclinados en mitad de una curva, la fuerza del bache es más o menos vertical. Sólo una componente de esta fuerza actuará en línea con la suspensión y el resto actuará perpendicular o lateralmente con respecto a la moto. La figura 3.196 muestra el caso para una curva con un ángulo de inclinación de 45 grados. No sólo los baches producen este efecto, ya que una

moto siempre está sujeta a diversas perturbaciones, que al inclinarse producen continuas variaciones de la fuerza que existe entre el neumático y la carretera. Ya hemos visto que esta variación de carga va en detrimento de la tracción y por lo tanto este es un aspecto sumamente importante en el ámbito de la competición.

Conforme los neumáticos (y por tanto la velocidad de paso por curva) han ido mejorando a lo largo de los años, este problema ha ido cobrando mayor importancia, también debido a que la potencia ha ido aumentando. Para transmitir la potencia de forma efectiva los neumáticos tienen que mantener un buen contacto con el suelo, esto se consigue haciendo que la fuerza de contacto del neumático con el suelo tenga la mínima variación posible.



**Figura 3.199.** Motocicleta tomando curva sobre bache.

Con un ángulo de inclinación de 45 grados, la fuerza vertical generada por un bache se puede descomponer en dos fuerzas iguales, una en línea con el movimiento de la suspensión y otra perpendicular a ella. Esto implica que la suspensión sólo absorbe parte de la fuerza producida en el bache y por lo tanto, la componente lateral tendría que ser absorbida por el chasis.

Como hemos visto, cuando pasamos sobre un bache con la moto inclinada, el amortiguador experimenta un movimiento considerablemente menor del que tendría si la moto estuviera vertical. Esto reduce en gran medida la energía que disipan los amortiguadores. Para contrarrestar este efecto necesitamos llevar a cabo una serie de acciones concretas que maximicen el desplazamiento de la suspensión, algunas de estas acciones podrían ser las siguientes:

- Utilizar muelles más blandos - pero esto está comprometido con otros aspectos de la suspensión, como absorber los baches cuando la moto circula derecha, el hundimiento y el squat que se producen al frenar y al acelerar, etc.
- Reducir la masa no suspendida. Generalmente esto suele ser beneficioso en la gran mayoría de aspectos en los que trabaja la suspensión.
- Descolgarse más al tomar las curvas. Esto hará que la moto y por tanto la suspensión trabaje más vertical.
- Disminuir la altura del CdG. Sin embargo, esta demanda entra en conflicto con otros factores ya vistos anteriormente.

Una vez que hayamos ajustado estos parámetros para conseguir el máximo movimiento de la suspensión, y por tanto el máximo amortiguamiento, existen unas pocas formas más para aumentar el amortiguamiento total.

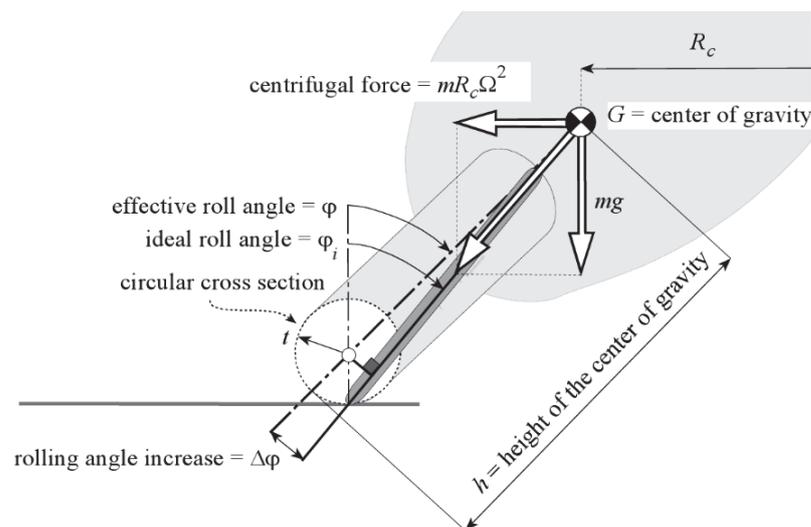
- Aumentar el amortiguamiento. Una sugerencia obvia pero que implica que los neumáticos trabajen a mayor temperatura.
- Amortiguadores ajustables dinámicamente.
- Introducir amortiguamiento lateral. Esto se podría conseguir permitiendo un grado óptimo de flexión estructural lateral. Necesitamos considerar cómo tendríamos que construir los elementos estructurales para maximizar su amortiguamiento inherente.

Por lo tanto, y dadas las restricciones que impone la organización de MotoStudent, la opción más factible es la de diseñar un basculante con una determinada capacidad de flexión lateral para que así, en unión con el sistema muelle-amortiguador, el conjunto se pueda comportar de una forma óptima para transmitir la máxima potencia en curvas y aumentar la velocidad de paso por las mismas. Esto implicaría la construcción del basculante con una rigidez lateral máxima para que se pueda comportar de la forma descrita.

### 3.14.1.2 Rigidez Torsional

Siguiendo con el caso anterior, hay ciertos efectos dinámicos que se producen sobre la rueda y el basculante que también tenemos que tener en cuenta.

Por una parte tenemos el efecto ejercido por aquellas resultantes que pasan por el CdG, como son el peso del conjunto moto+piloto y la fuerza centrífuga que aparece al estar girando alrededor de un punto con una determinada velocidad. Estas fuerzas ejercerán un momento torsor sobre la rueda que éste a su vez se lo transmitirá al basculante.



**Figura 3.200.** Perfil de moto inclinada.

Por otra parte, también tenemos que tener en cuenta el contacto del neumático con el suelo. Tal y como se representa en la figura 3.197, al tomar una curva con un determinado ángulo de inclinación, el punto de contacto del neumático con el suelo, deja de ser el punto perteneciente al plano de simetría del neumático y de la moto. Por lo tanto, al no pasar la reacción normal que el suelo ejerce sobre la moto por el CdG, ejercerá otro momento torsor, que se sumará al anteriormente descrito.

En el caso anterior se hablaba de que el basculante debería tener una rigidez máxima para ser capaz de comportarse como amortiguador lateral. En este caso sin embargo, el basculante tiene que tener cierta flexibilidad para absorber los efectos producidos por los momentos torsores generados, pero a su vez tiene que ser lo suficientemente rígido como para mantener la rueda en su posición y no provocar efectos peores que los que está soportando la moto en esta situación. Por

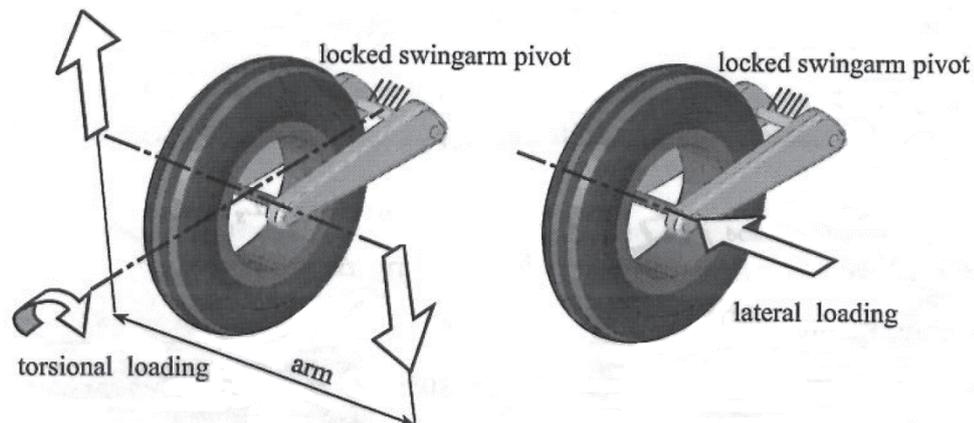


### 3.14.1.4 Valores admisibles para las rigideces

Tal y como hemos comentado en el apartado anterior, la rigidez a flexión y longitudinal han de ser lo más altos posibles, pero para la rigidez lateral y torsional, según la diversa bibliografía, existen unos valores recomendados, que son de entre 0,8 y 1,6kN/mm para la lateral y entre 1 y 2 kNm/° para el torsional.

Sin embargo, y dada la experiencia del equipo de MotoStudent de la ETS de Ingeniería de Bilbao, los valores buscados son los siguientes:

- Rigidez a flexión  $K_f = \text{lo más alta posible}$
- Rigidez longitudinal  $K_{lon} > 30kN/mm$
- Rigidez lateral  $K_{lat} < 0,9kN/mm$
- Rigidez torsional  $K_{tor} = 1 \div 1,6kNm/^\circ$



**Figura 3.202.** Aplicación de cargas para el cálculo de rigideces.

Para calcular esta rigideces, volveremos a emplear el módulo Simulate del Creo Parametric 2.0 (módulo de MEF). En programas de MEF y en este particular también, si al programa no se le indica lo contrario o no se le introduce una curva determinada de tensión-deformación, los análisis que se realizan son lineales, esto es, la deformación siempre es proporcional a la fuerza aplicada. Y para el caso que tenemos entre manos, esta idealización es suficiente para realizar el análisis que tenemos que hacer.

Por lo tanto, y teniendo en cuenta esta linealidad, aplicando ecuaciones sencillas de física, podemos obtener las rigideces de la siguiente manera:

$$F = k \cdot \delta \quad (\text{Ecuación 3.54})$$

para las rigideces a flexión, longitudinal y lateral, y para la rigidez torsional:

$$M = k \cdot \theta \quad (\text{Ecuación 3.55})$$

Y el procedimiento también será relativamente sencillo: en el primer caso se aplicará una fuerza de 1kN en la dirección en la que estemos calculando la rigidez en el punto del basculante donde está amarrada la rueda, y mediremos el desplazamiento del basculante en dicho punto.

En el caso de la ecuación 3.54, y tal y como aparece en la figura 3.199, aplicaremos sendas fuerzas en los dos brazos del basculante, de forma que el momento generado de 1kNm y de similar manera que el caso anterior, mediremos el ángulo girado por un eje imaginario de la rueda.

#### **3.14.1.5 Consideraciones adicionales**

A la hora de diseñar un basculante, tal y como hemos visto, las distintas rigideces son parámetros básicos que tenemos que tener en cuenta. Pero además de este condicionante, habrá diversos factores que también tendremos que considerar.

##### **3.14.1.5.1 Forma y estructura.**

Siguiendo las últimas tendencias en diseño de basculantes en motos de competición, será de forma triangular (vista en alzado) formado por chapas, similar al de la imagen 3.200.



**Figura 3.203.** Basculante.

Este basculante triangular, en nuestro caso, será con el tercer vértice hacia arriba (los otros dos vértices son los puntos de unión del basculante a la rueda por una parte y al chasis por la otra). En la siguiente imagen 3.201 se pueden apreciar los

dos tipos de basculantes: con el tercer vértice por debajo o encima de la línea que une los otros dos.



Figura 3.204. Diferentes motos de competición.

#### 3.14.1.5.2 Material.

El material elegido para realizar el basculante es el mismo que hemos utilizado en el balancín: aleación de aluminio con magnesio 5083. La elección de este material se justifica por varios motivos:

- Es un material fácilmente soldable, aunque haya que emplear soldadura TIG, ya que este tipo de soldadura hoy en día está muy extendida y es bastante común.
- Por su ligereza. Hay que tener en cuenta que este concepto de ligereza es relativo cuando hablamos de resistencia y elasticidad de materiales. Los módulos elásticos del acero y del aluminio son de 210 y 71GPa respectivamente, siendo sus densidades 7.850 y 2.700kg/m<sup>3</sup> respectivamente. Fácilmente se puede ver que la relación entre sus módulos elásticos y densidades es de 1 a 3 aproximadamente, es decir, los dos materiales nos proporcionan la misma rigidez por unidad de masa. Por lo

tanto en principio no aligeraríamos el basculante sustituyendo el acero por el aluminio. Sin embargo esto sería cierto si el basculante sólo trabajara a tracción o a compresión. En el momento en el que aparecen momentos flectores y torsores, además de la masa, los momentos de inercia juegan un papel determinante a la hora de obtener tensiones y deformaciones. De esta forma, el tener un material más ligero (menos denso) podemos obtener un basculante comparable en rigidez a un basculante de acero pero con mucha menos masa que éste.

### 3.14.1.5.3 Resistencia

En los apartados precedentes, se ha hablado de la capacidad de deformación que ha de tener el basculante sometido a cargas en distintas direcciones. Pero hay otro factor de vital importancia que también tenemos que tener en cuenta, la resistencia del metal a deformaciones plásticas, a la rotura y a fatiga. El basculante que vayamos a diseñar, tiene que soportar tensiones que, por supuesto, tienen que estar por debajo del límite de fluencia.

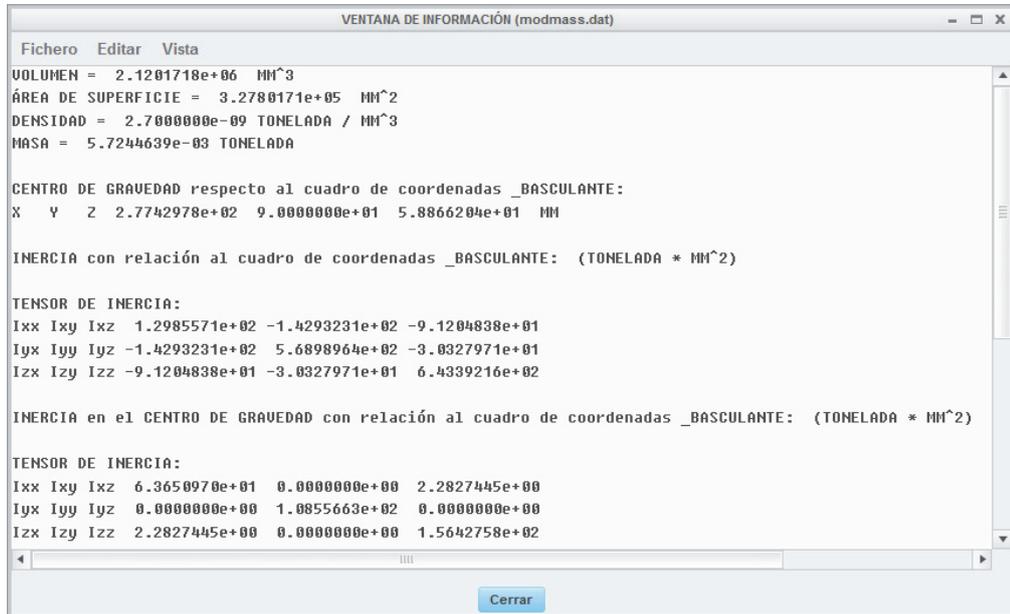
**Tabla 3.20.** Valores mínimos de características mecánicas del Aluminio 5083.

Límite Elástico (MPa)	Carga de Rotura (MPa)	Límite de Fatiga (MPa)
130	280	250

Por otra parte, tal y como se comenta en el capítulo 3.13.1.4 dedicada a la soldadura del aluminio, las uniones soldadas de elementos de aluminio no se suelen romper por las mismas, sino que las primeras grietas que nos llevan a la fractura, se inician en las inmediaciones de la soldadura. Por ello, la vida de los elementos de aluminio soldados es corta cuando están sometidos a cargas oscilantes y las revisiones en busca de los primeros síntomas de fatiga tienen que ser constantes.



Una vez definido el basculante, podemos obtener como primer dato las características geométricas del mismo:



**Figura 3.207.** Propiedades de masa del basculante propuesto.

En este primer análisis, el dato que tenemos que tener en cuenta es la masa del basculante: 5,724kg. Esta masa queda fuera del objetivo perseguido que es que la masa del mismo esté por debajo de los 5kg. Sin embargo, al ser una primera propuesta, seguiremos estudiando esta configuración de basculante, y comprobaremos su comportamiento en cuanto a rigideces, para posteriormente optimizarlo.

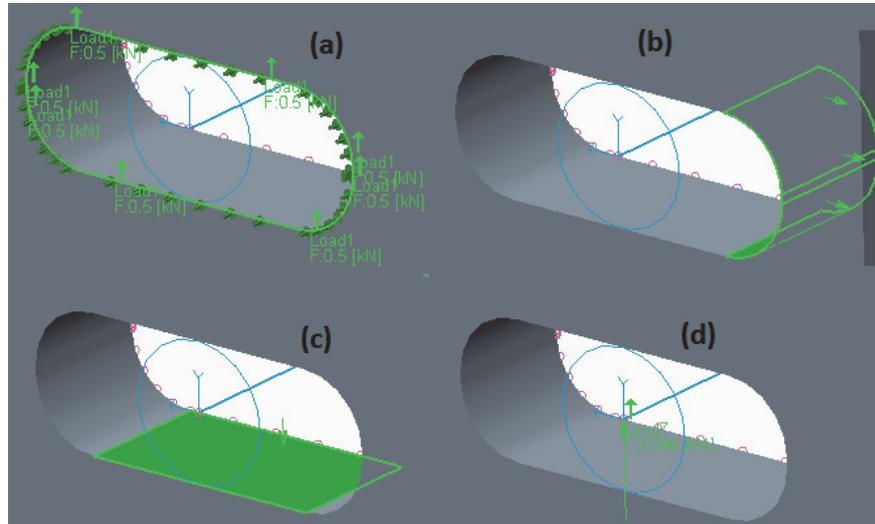
### 3.14.2.1 Restricciones y cargas para análisis MEF

Antes de proceder con el estudio y análisis del basculante por el Método de Elementos Finitos, tendremos que definir las restricciones y cargas que se van a aplicar.

- Se restringirán todos los movimientos en el aro que contendría el rodamiento de unión al chasis (empotramiento).
- Se asigna material (aluminio) y se realiza un mallado con una dimensión máxima de elemento de 7,5mm.
- Se añade un elemento Viga (Beam) simulando el eje de la rueda (ya que este elemento también proporciona rigidez al basculante) y se rigidiza la

unión de dicho elemento con el basculante (Rigid Link), simulando un comportamiento lo más realista posible.

- Las cargas se introducen en función del análisis que se vaya a realizar:

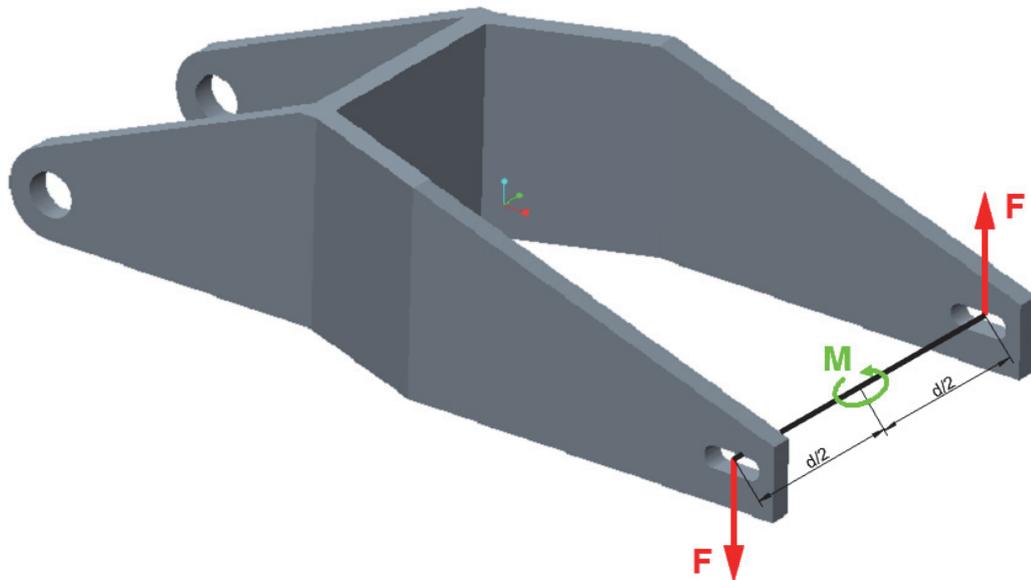


**Figura 3.208.** Cargas introducidas en función del tipo de análisis.

- Rigidez lateral. Se introducen 0,5kN en cada lado, repartidos en la arista del hueco donde va alojado el eje de la rueda. Carga total 1kN.
- Rigidez longitudinal. Se introducen 0,5kN en cada lado, repartido sobre la superficie marcada en la figura 3.205 (b). Carga total 1kN.
- Rigidez a flexión. Se introducen 0,5kN en cada lado, repartido sobre la superficie horizontal marcado en la figura 3.205(c).Carga total 1kN.
- Rigidez torsional. Se introducen cargas puntuales en los extremos del elemento Viga, uno hacia arriba y otro hacia debajo de forma que el momento generado en el centro del elemento Viga sea de 1kNm. Según viene indicado en la figura 3.206, el momento generado en el centro de la viga vendría dado por:

$$\sum M = F \cdot \frac{d}{2} + F \cdot \frac{d}{2} = F \cdot d = 1kNm$$

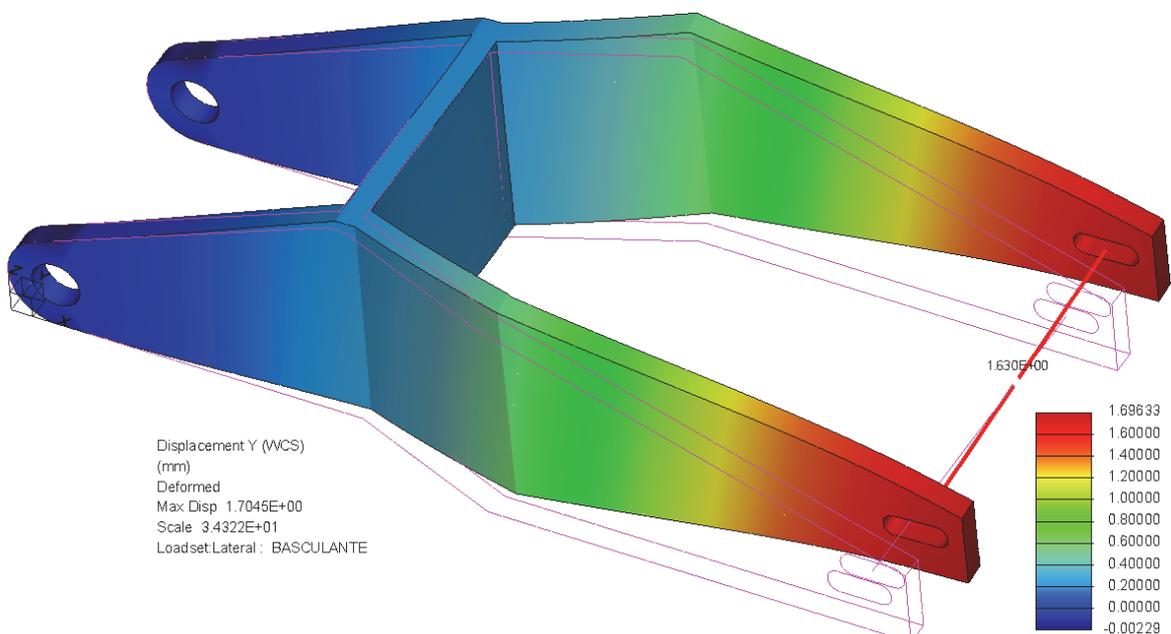
Sabiendo que la distancia entre orejas es de 0,260m, es fácilmente deducible que la fuerza a aplicar es de  $F=3,846kN$ .



**Figura 3.209.** Momento generado en el estudio de torsión.

### 3.14.2.2 Rigidez lateral

Bajo las condiciones citadas en el apartado anterior se realiza el análisis por MEF para obtener el desplazamiento lateral producido en el elemento Viga. Este desplazamiento se medirá según el eje Y, que es en la dirección en la que hemos aplicado la fuerza lateral, y se medirá en medio del elemento Viga.



**Figura 3.210.** Desplazamiento lateral del basculante.

El desplazamiento medido en este caso es de 1,63mm.

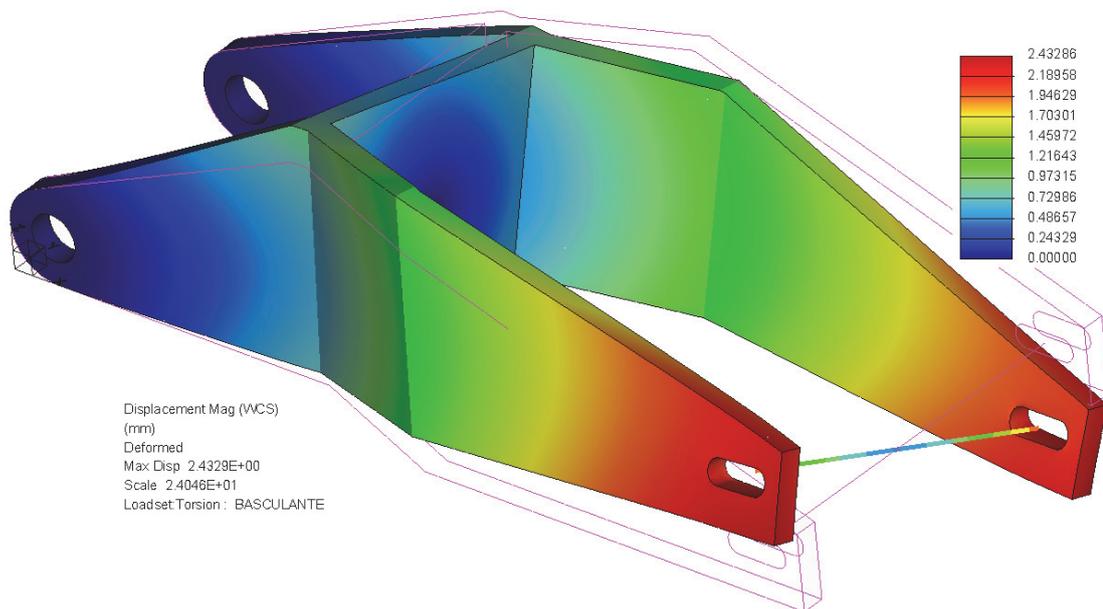
Empleando la ecuación 3.54 ya introducida previamente, obtenemos la rigidez lateral.

$$F = k \cdot \delta \rightarrow k = F/\delta = \frac{1kN}{1,63mm} = 0,6135 \text{ kN/mm} < 0,9 \text{ kN/mm}$$

Por lo tanto, para la rigidez lateral se cumple la especificación solicitada.

### 3.14.2.3 Rigidez torsional

En este caso, aplicando las fuerzas definidas en el apartado anterior para generar un momento de 1kNm, se obtiene la siguiente figura de deformaciones.



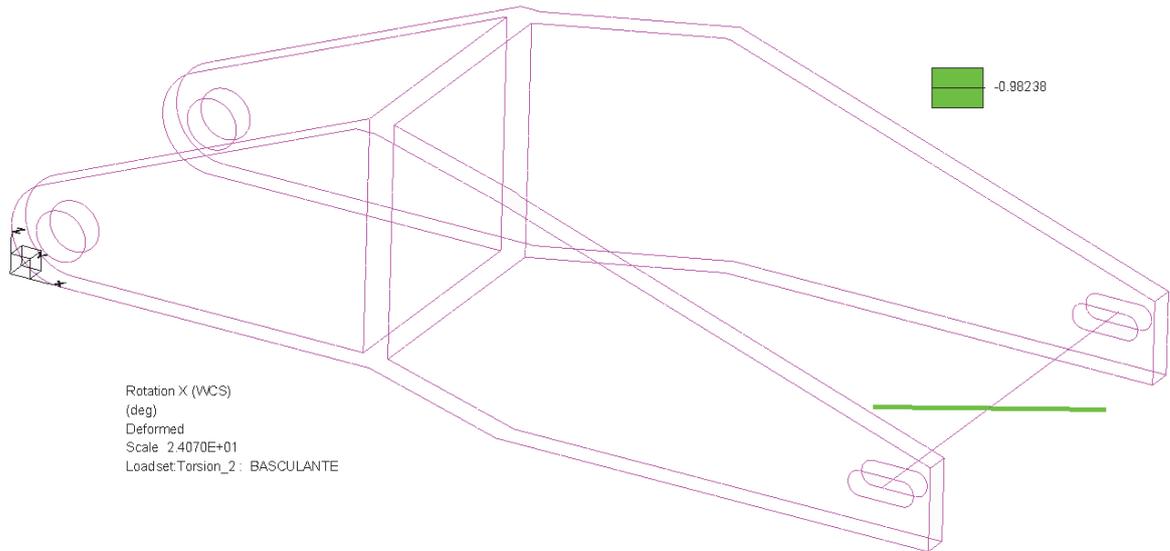
**Figura 3.211.** Basculante sometido a torsión.

Pero en este caso no nos interesan las deformaciones sufridas por el basculante en modo de desplazamiento, sino en modo de giro. Por ello, tal y como aparece en la figura 3.209, se mide el ángulo girado por el elemento viga en dirección eje X, obteniéndose un valor de 0,98238 grados sexagesimales.

Aplicando la ecuación 3.55 tenemos que:

$$M = k \cdot \vartheta \rightarrow k = M/\vartheta = \frac{1kNm}{0,98238^\circ} = 1,01793 \text{ kNm/}^\circ$$

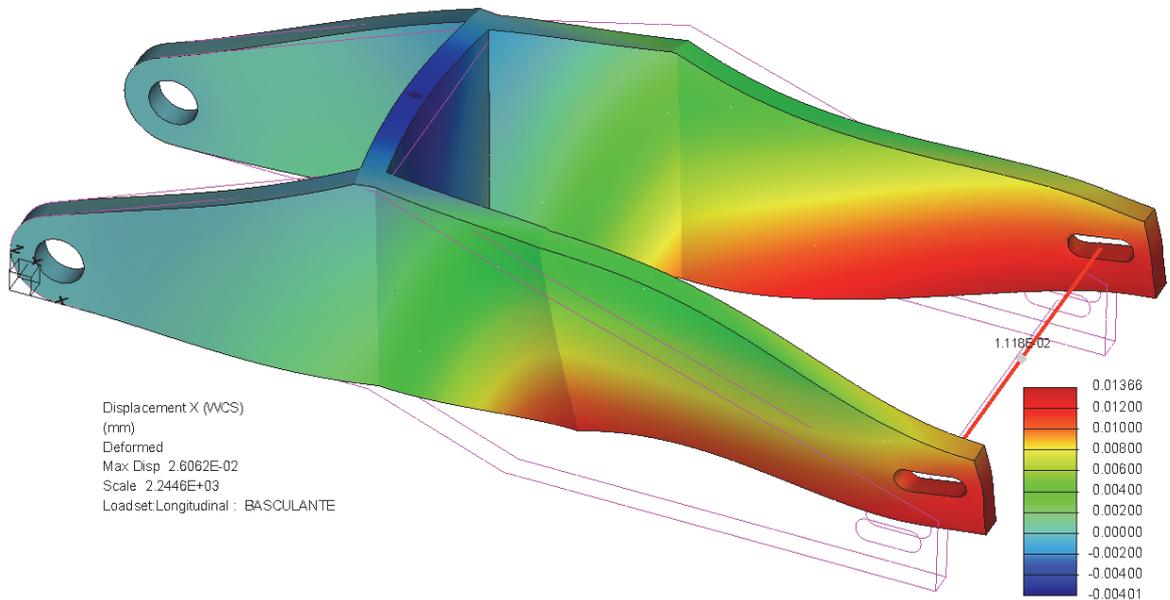
Recordando las condiciones para la rigidez torsional, que debía estar en el intervalo  $1 \div 1,6kNm/^\circ$ , podríamos dar como válido el basculante, pero habría que mejorarlo en cuanto a su rigidez torsional.



**Figura 3.212.** Ángulo girado por basculante sometido a torsión.

#### 3.14.2.4 Rigidez longitudinal

Sometiendo el basculante a tracción según el eje X, tal y como aparece en la figura 3.210, el desplazamiento producido en el elemento Viga es de 0,01118mm.



**Figura 3.213.** Basculante sometido a tracción.

Utilizando la ecuación 3.54 de nuevo:

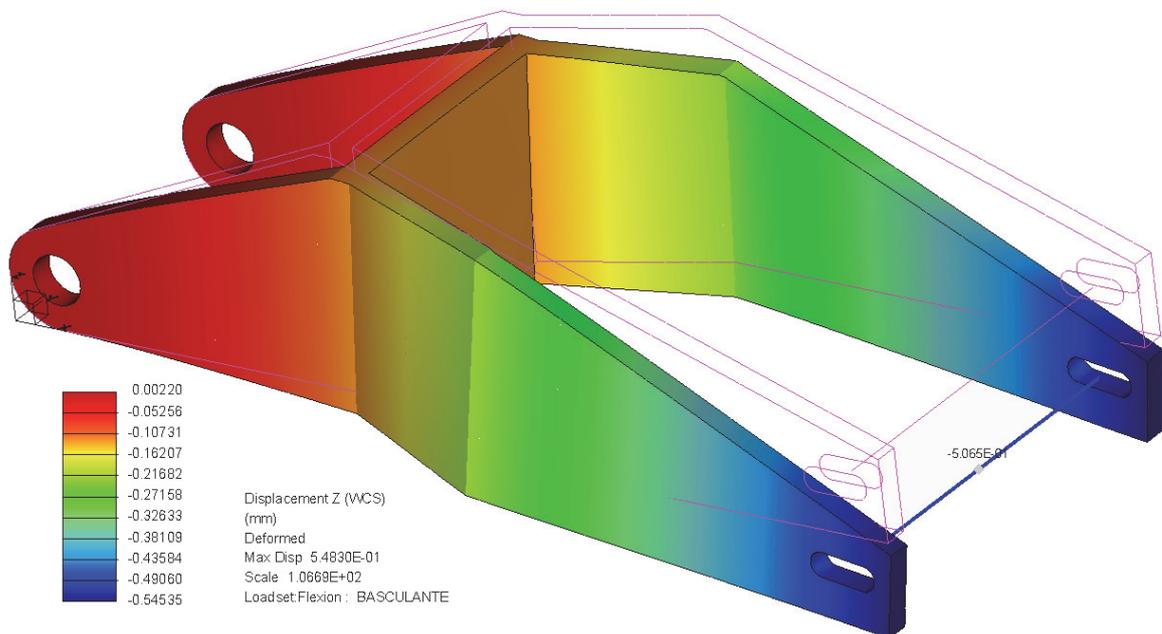
$$F = k \cdot \delta \rightarrow k = F/\delta = \frac{1kN}{0,01118mm} = 89,45 \text{ kN/mm} > 30 \text{ kN/mm}$$

Por la tanto, según el resultado obtenido, se cumple la condición de manera más que suficiente.

### 3.14.2.5 Rigidez a flexión

El último análisis realizado es la prueba de flexión. En este caso el desplazamiento medido en el eje Z, misma dirección que en la que hemos aplicado la fuerza, es de 0,5065mm, por lo que la rigidez será:

$$F = k \cdot \delta \rightarrow k = F/\delta = \frac{1kN}{0,5065mm} = 1,974 \text{ kN/mm}$$



**Figura 3.214.** Basculante sometido a flexión.

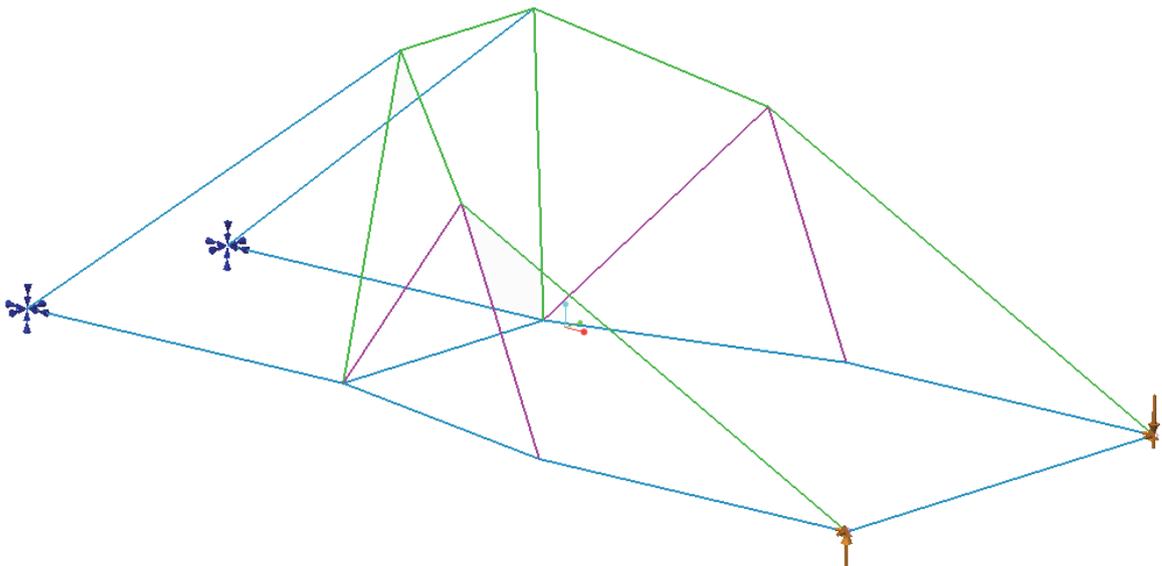
Tal y como se verá en el último capítulo de este documento, uno de los trabajos propuestos para el futuro será el de estudiar y aumentar la rigidez del basculante a flexión, para obtener un valor lo más alto posible

### 3.14.3 Comparativa con basculante tubular

Tradicionalmente los basculantes se han solido fabricar en tubo de acero en forma de celosía. Para comprobar la idoneidad del basculante propuesto, se ha modelizado un basculante tubular utilizando elementos Viga, y se le ha sometido a las mismas pruebas que el basculante de aluminio propuesto en el capítulo anterior.

Los tubos de acero utilizados en el modelo son:

- Diámetro exterior 26,9mm y espesor 2,5mm. Elementos marcados en azul de la siguiente figura 3.212.
- Diámetro exterior 26,9mm y espesor 2mm. Elementos marcados en verde de la siguiente figura 3.212.
- Diámetro exterior 21,3mm y espesor 2mm. Elementos marcados en fucsia de la siguiente figura 3.212.

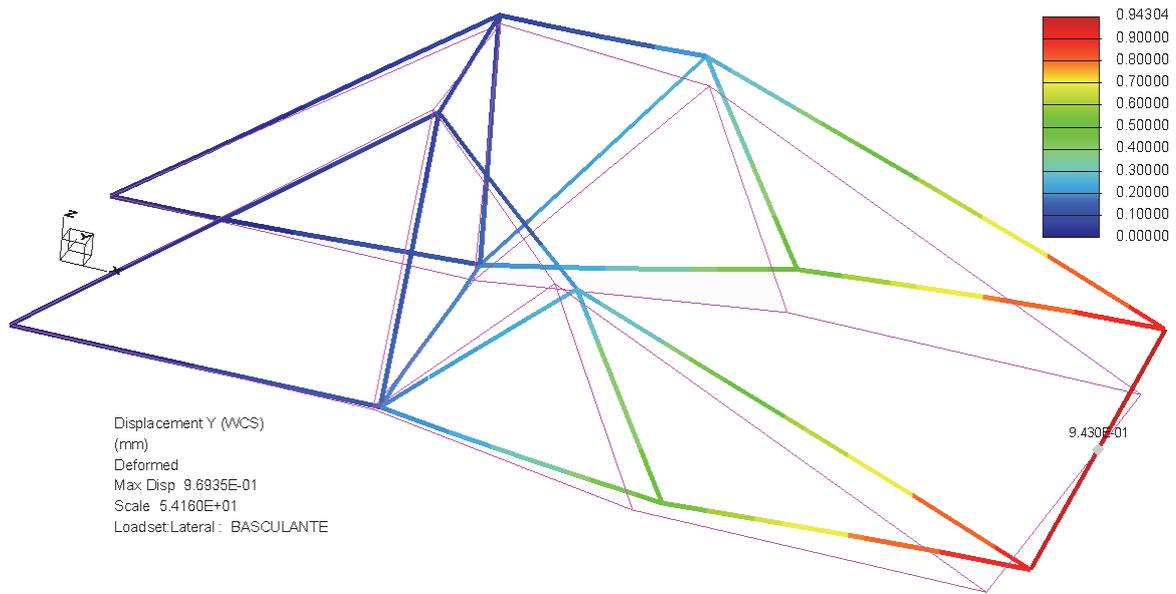


**Figura 3.215.** Modelización de basculante tubular

En la prueba de rigidez lateral el desplazamiento obtenido es de 0,943mm, por lo tanto, el valor de la citada rigidez será:

$$F = k \cdot \delta \rightarrow k = F/\delta = \frac{1kN}{0,943mm} = 1,06 kN/mm > 0,9 kN/mm$$

Según este resultado este basculante sería demasiado rígido lateralmente y no tendría un comportamiento demasiado bueno en cuanto a la suspensión lateral.

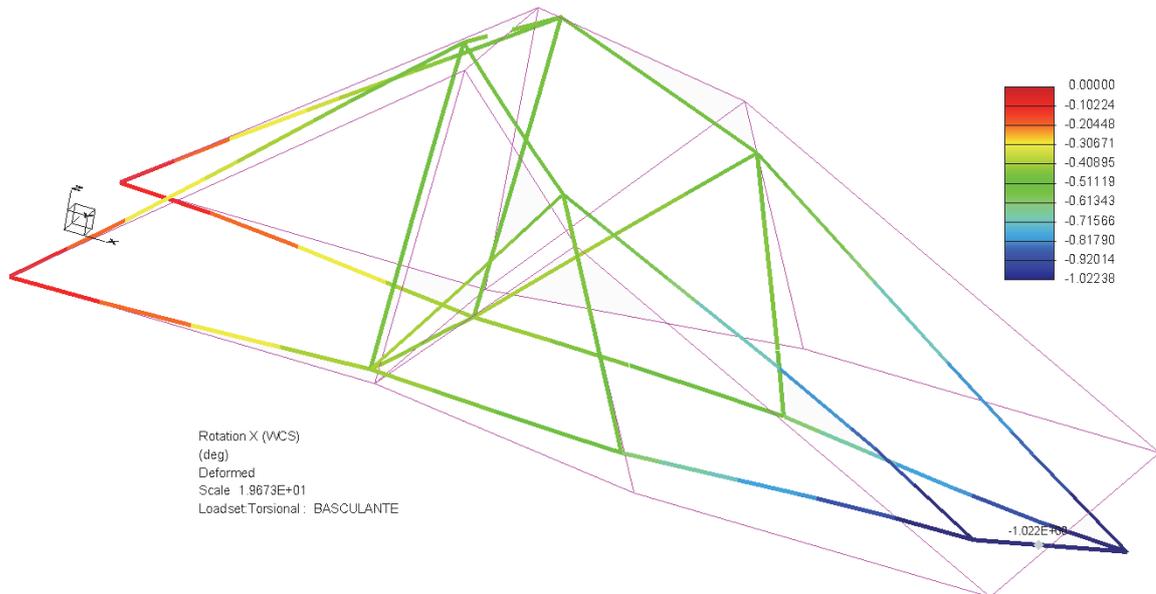


**Figura 3.216.** Desplazamiento lateral del basculante

En cuanto a la rigidez torsional, el ángulo girado es de 1,022°, por lo tanto la rigidez será:

$$M = k \cdot \vartheta \rightarrow k = M/\vartheta = \frac{1kNm}{1,022^\circ} = 0,978 kNm/^\circ$$

En este caso, estaríamos fuera del límite, pero casi se podría dar como válido. Recordemos que el valor deseado debe estar entre 1 y 1,6kNm/°.

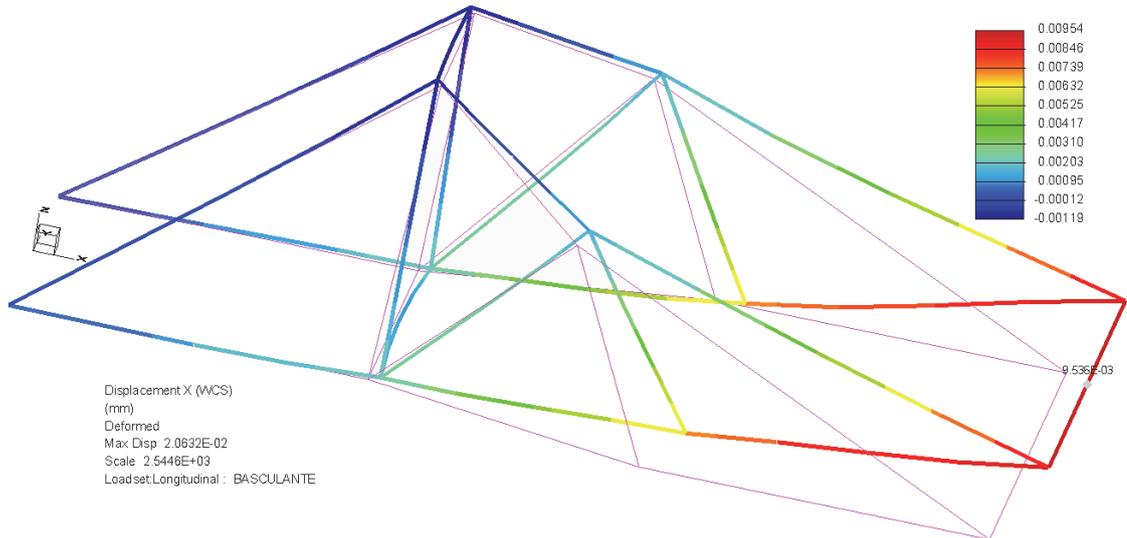


**Figura 3.217.** Basculante sometido a torsión.

En el caso de la rigidez longitudinal:

$$F = k \cdot \delta \rightarrow k = F/\delta = \frac{1kN}{0,00954mm} = 104,82 \text{ kN/mm} > 30 \text{ kN/mm}$$

Donde la condición se cumple sobradamente.

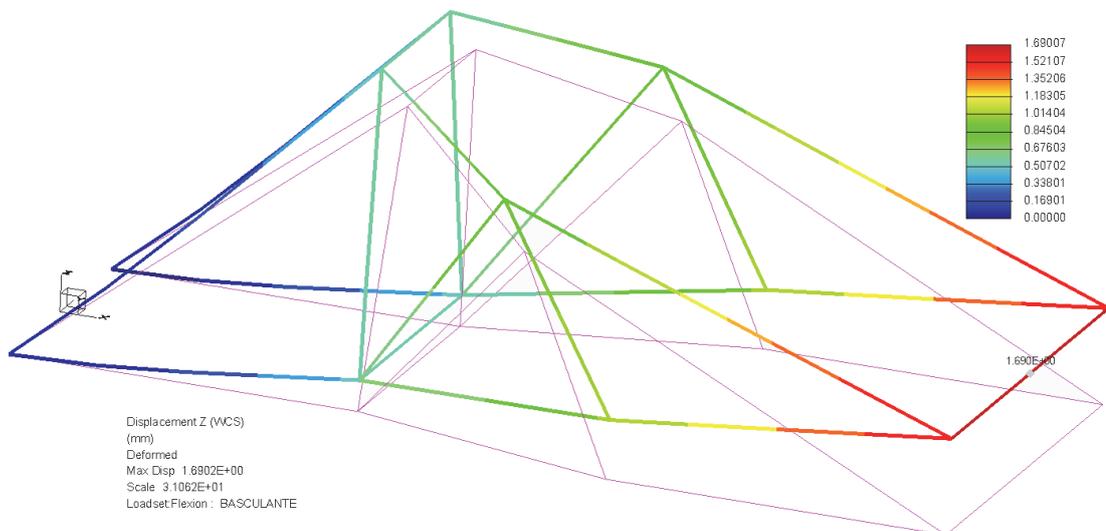


**Figura 3.218.** Basculante sometido a tracción.

Y en el caso de la flexión:

$$F = k \cdot \delta \rightarrow k = F/\delta = \frac{1kN}{1,69mm} = 0,592 \text{ kN/mm}$$

En este caso el objetivo es obtener un valor lo mayor posible, pero como podemos comprobar, el resultado obtenido es peor que en el caso del basculante de aluminio propuesto.



**Figura 3.219.** Basculante sometido a flexión.

La masa de este basculante es de 4,943kg. Esta cantidad es mejor que en el basculante anterior, pero sin embargo, las rigideces obtenidas no son tan buenas. Convendría aumentar la rigidez torsional y a flexión, pero al aumentar estas rigideces, posiblemente aumentaríamos también la rigidez lateral, valor que ya de por sí sobrepasaba el límite establecido. Por lo tanto, podemos concluir que el basculante de aluminio propuesto es mejor que el basculante tubular de acero.

### 3.14.4 Análisis modal del basculante

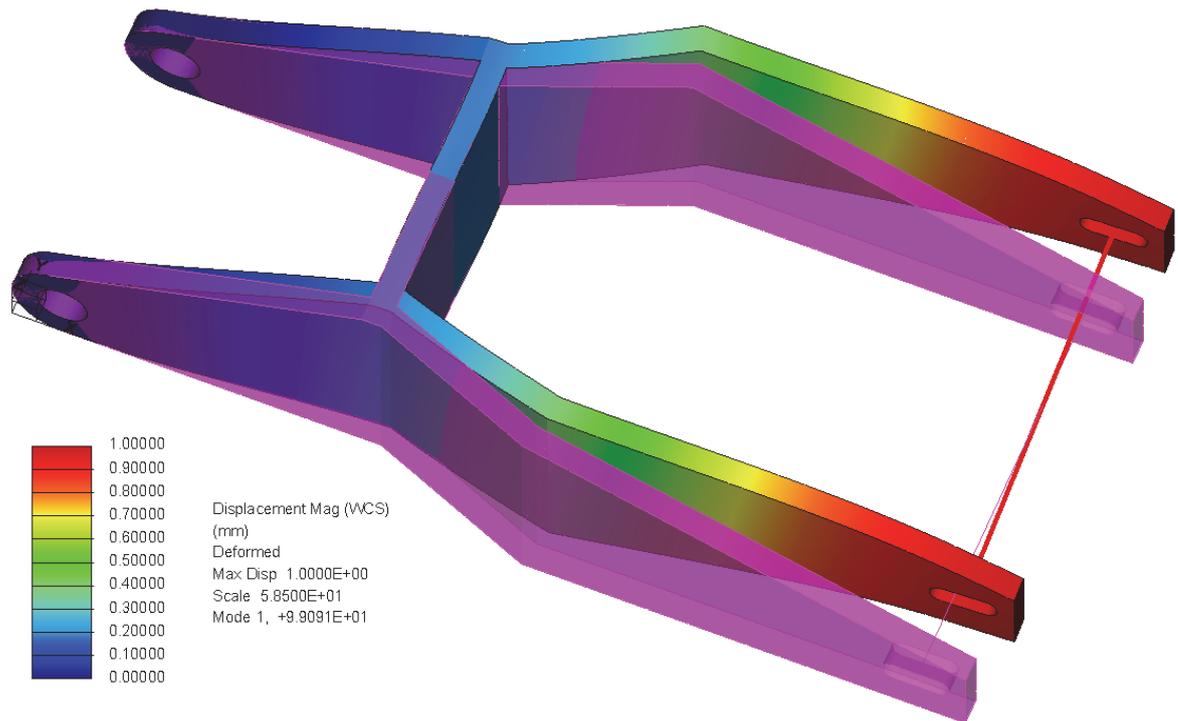
Normalmente, el comportamiento dinámico de las motocicletas es estudiado como un sólido rígido, teniendo en cuenta la interacción entre moto y asfalto por modelos específicos, donde los análisis de estabilidad se realizan introduciendo pequeñas perturbaciones en el movimiento recto o curvilíneo.

Sin embargo, cada vez más investigadores introducen el efecto de la flexibilidad estructural en el comportamiento dinámico de los vehículos de dos ruedas. En 1980, Sharp y Alstead desarrollaron modelos multicuerpo teniendo en cuenta de una manera sencilla la flexibilidad lateral y el cumplimiento de torsión de la horquilla delantera, y la flexibilidad de torsión alrededor de un eje perpendicular a la pipa de la dirección. Ellos demostraron que grandes flexibilidades laterales de la horquilla frontal tienen una significativa influencia en la estabilidad de los fenómenos Wobble y Weave, mientras que la flexibilidad de torsión alrededor de un eje perpendicular a la pipa de dirección tiene una gran influencia en la estabilidad de oscilación (Wobble). Wobble es un modo oscilante (8-10 Hz) de la moto, dominado por la rotación del conjunto de delante alrededor del eje de dirección. Weave es un modo oscilante (2-3 Hz) del vehículo en marcha que involucra a todo el vehículo y muestra los desplazamientos más grandes en la parte trasera.

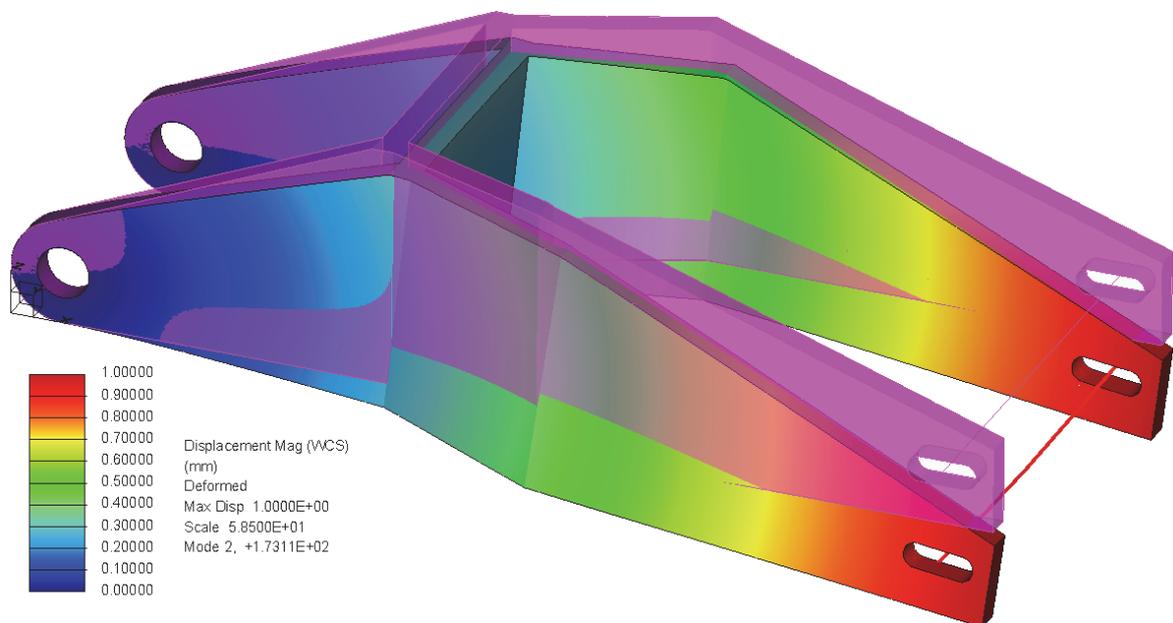
Los modelos multi-cuerpo más recientes desarrollados por Sharp, tienen en cuenta la rigidez torsional del chasis, y sus simulaciones numéricas destacan algunos efectos de este parámetro sobre la inestabilidad del wobble.

En los últimos años han aparecido algunos cambios significativos en el campo de los vehículos de dos ruedas: nuevos materiales estructurales, nuevos conceptos de diseño del chasis, los nuevos vehículos (por ejemplo, los maxi-scooters con motores de gran cilindrada). Por tanto, el problema de la influencia de vibraciones estructurales en las características de estabilidad y manejo de la motocicleta continúan siendo relevantes.

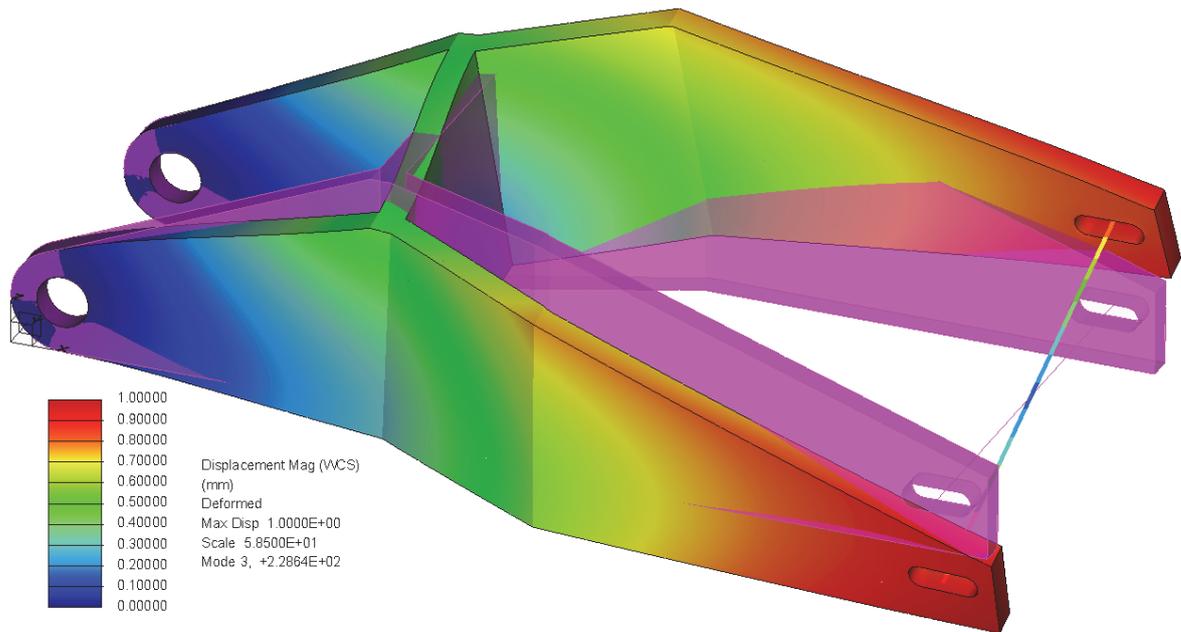
Por ello, en este prediseño del basculante que estamos realizando, se ha hecho un análisis modal sobre el mismo obteniendo los 4 primeros modos y frecuencias de vibración, siendo una de las conclusiones más importantes, que los tres primeros coinciden con las direcciones de las rigideces estudiadas.



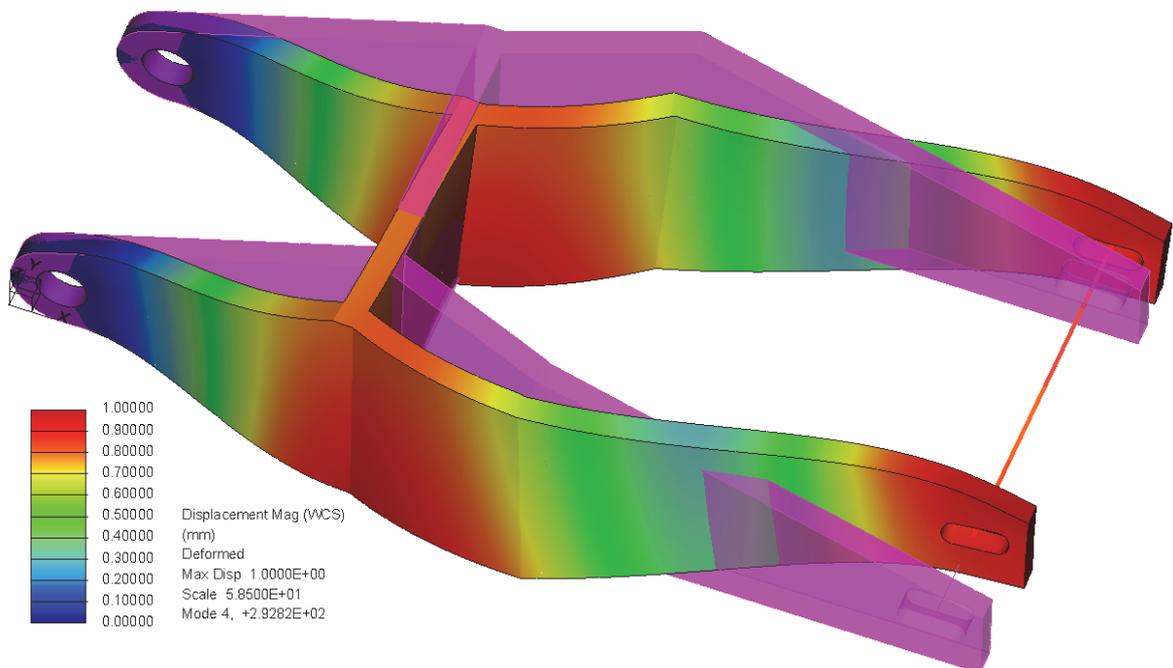
**Figura 3.220.** Primer modo de vibración. Frecuencia 99,09Hz. Este primer modo de vibración coincide con la flexión lateral ya estudiada.



**Figura 3.221.** Segundo modo de vibración. Frecuencia 173,11Hz. Este segundo modo de vibración coincide con la forma de la rigidez a flexión ya estudiada.



**Figura 3.222.** Tercer modo de vibración. Frecuencia 228,64Hz. Este tercer modo de vibración coincide con el movimiento estudiado en el caso de la rigidez torsional.



**Figura 3.223.** Cuarto modo de vibración. Frecuencia 292,82Hz.

## **3.15 Procesos de Fabricación**

Uno de los condicionantes de MotoStudent, es que todos aquellos elementos que no son facilitados por la organización, exceptuando ciertos elementos comerciales, tienen que ser fabricados específicamente para la motocicleta que se presentará a competición.

A continuación se verán de forma más o menos detallada aquellos procesos implicados en la fabricación de los elementos de la suspensión que se han diseñado y se tendrían que fabricar.

### **3.15.1 Procesos de soldadura**

#### **3.15.1.1 Introducción**

En la mayoría de los procesos de soldadura, se requiere la generación de altas temperaturas, para así poder fundir los metales a unir. El tipo de fuente calorífica se utiliza habitualmente como descripción básica del tipo de procedimiento, por ejemplo: soldadura por gas, soldadura al arco.

Uno de los problemas más importantes en soldadura, es que los metales reaccionan muy rápidamente con la atmósfera cuando sus temperaturas aumentan. El método de proteger el metal fundido del ataque de la atmósfera es la segunda característica más importante que diferencia un proceso de otro. Las diferentes técnicas comportan desde fluxes de recubrimiento, los cuales forman una escoria protectora, hasta una protección de gas inerte. En algunas ocasiones se elimina la atmósfera mediante vacío.

Algunos procedimientos han sido desarrollados para aplicaciones muy específicas, mientras que otros permanecen flexibles y cubren una amplia gama de actividades de soldadura. A pesar de que la soldadura básicamente se utiliza para unir metales similares e incluso disimilares, se utiliza cada vez más para reparar y reconstruir componentes desgastados o deteriorados.

Cada día aumenta el número de aplicaciones para —recargue duroll de piezas nuevas, el cual aporta una superficie resistente a la corrosión, abrasión, impacto y al desgaste. En estas aplicaciones, el proceso de soldadura se utiliza para depositar

una capa de material apropiado sobre una base de material más barato o más resistente.

Introducido por primera vez a finales del siglo XIX, el proceso de soldadura al arco aún permanece como el más ampliamente conocido y utilizado en las técnicas de soldaduras. Como su propio nombre indica, la fuente de calor es un arco eléctrico transformado en calor, genera una temperatura en el arco de unos 7.000° C, haciendo que los metales se fundan y se unan.

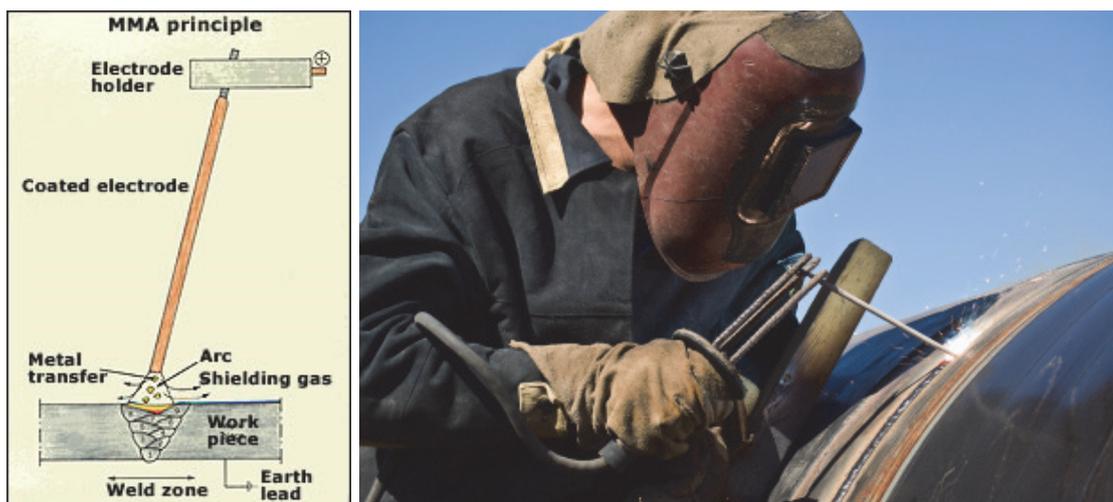
El equipamiento puede variar en tamaño y complejidad, distinguiéndose entre los distintos tipos de protección del arco y los tipos de consumibles o materiales de aportación utilizados. Los procedimientos de soldadura al arco incluyen: Soldadura manual con electrodo –MMA-, Soldadura semiautomática con gas de protección –GMAW-, Soldadura TIG con gas de protección –GTAW-, Soldadura por arco sumergido –SAW-.

### 3.15.1.2 Tipos de soldadura

#### 3.15.1.2.1 Soldadura por arco

##### 3.15.1.2.1.1 Soldadura manual con electrodo – SMAW

La Soldadura Manual con Electrodo revestido es los más antiguos y versátiles de los distintos procesos de soldadura por arco.



**Figura 3.224.** Soldadura manual con electrodo.

El arco eléctrico se mantiene entre el final del electrodo revestido y la pieza a soldar. Cuando el metal se funde, las gotas del electrodo se transfieren a través del arco

al baño del metal fundido, protegiéndose de la atmósfera por los gases producidos en la descomposición del revestimiento. La escoria fundida flota en la parte superior del baño de soldadura, desde donde protege al metal depositado de la atmósfera durante el proceso de solidificación. La escoria debe eliminarse después de cada pasada de soldadura. Se fabrican cientos de tipos diferentes de electrodos, a menudo conteniendo aleaciones que proporcionan resistencia, dureza y ductilidad a la soldadura. El proceso, se utiliza principalmente para aleaciones ferrosas para unir estructuras de acero, en construcción naval y en general en trabajos de fabricación metálica. A pesar de ser un proceso relativamente lento, debido a los cambios del electrodo y a tener que eliminar la escoria, aún sigue siendo una de las técnicas más flexibles y se utiliza con ventaja en zonas de difícil acceso.

### 3.15.1.2.1.2 Soldadura Semiautomática con protección de Gas

Este procedimiento, conocido también como soldadura MIG/MAG, consiste en mantener un arco entre un electrodo de hilo sólido continuo y la pieza a soldar. Tanto el arco como el baño de soldadura se protegen mediante un gas que puede ser activo o inerte. El procedimiento es adecuado para unir la mayoría de materiales, disponiéndose de una amplia variedad de metales de aportación.



**Figura 3.225.** Soldadura MIG/MAG

La soldadura MIG/MAG es intrínsecamente más productiva que la soldadura MMA, donde se pierde productividad cada vez que se produce una parada para reponer el electrodo consumido. Las pérdidas materiales también se producen con la soldadura MMA, cuando la parte última del electrodo es desechada. Por cada kilogramo de electrodo revestido comprado, alrededor del 65% forma parte del material depositado (el resto es desechado). La utilización de hilos sólidos e hilos

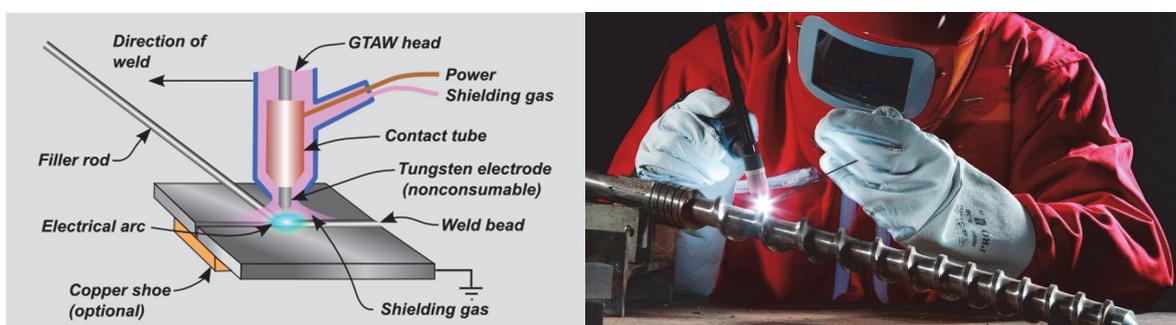
tubulares han aumentado esta eficiencia hasta el 80-95%. La soldadura MIG/MAG es un proceso versátil, pudiendo depositar el metal a una gran velocidad y en todas las posiciones. El procedimiento es muy utilizado en espesores delgados y medios, en fabricaciones de acero y estructuras de aleaciones de aluminio, especialmente donde se requiere un gran porcentaje de trabajo manual. La introducción de hilos tubulares está encontrando cada vez más, su aplicación en los espesores fuertes que se dan en estructuras de acero pesadas.

### 3.15.1.2.1.3 Soldadura GTAW/TIG con Protección de Gas

La soldadura TIG, es un proceso en el que se utiliza un electrodo de tungsteno, no consumible.

El electrodo, el arco y el área que rodea al baño de fusión, están protegidos de la atmósfera por un gas inerte. Si es necesario aportar material de relleno, debe de hacerse desde un lado del baño de fusión.

La soldadura TIG, proporciona unas soldaduras excepcionalmente limpias y de gran calidad, debido a que no produce escoria. De este modo, se elimina la posibilidad de inclusiones en el metal depositado y no necesita limpieza final. La soldadura TIG puede ser utilizada para soldar casi todo tipo de metales y puede hacerse tanto de forma manual como automática. La soldadura TIG, se utiliza principalmente para soldar aluminio, y aceros inoxidable, donde lo más importante es una buena calidad de soldadura. Principalmente, es utilizada en unión de juntas de alta calidad en centrales nucleares, químicas, construcción aeronáutica e industrias de alimentación.



**Figura 3.226.** Soldadura TIG

### 3.15.1.2.1.4 Soldadura por Arco Sumergido

En la soldadura por arco sumergido, el arco se establece entre la pieza a soldar y el electrodo, estando ambos cubiertos por una capa de flux granular (de ahí su denominación arco sumergido). Por esta razón el arco está oculto. Algunos fluxes se funden para proporcionar una capa de escoria protectora sobre el baño de soldadura. El flux sobrante vuelve a ser de nuevo reutilizado.

El arco sumergido, principalmente se utiliza en instalaciones de soldadura que están totalmente automatizadas, aunque también puede ser utilizado para realizar soldaduras manuales. Para aumentar la productividad es posible introducir técnicas utilizando varios electrodos. Dada su alta tasa de aportación, el procedimiento es apropiado para unir juntas rectas con buena preparación en posición horizontal. Principalmente, se utiliza con profusión en construcción y reparación naval, industrias químicas y estructuras metálicas pesadas.

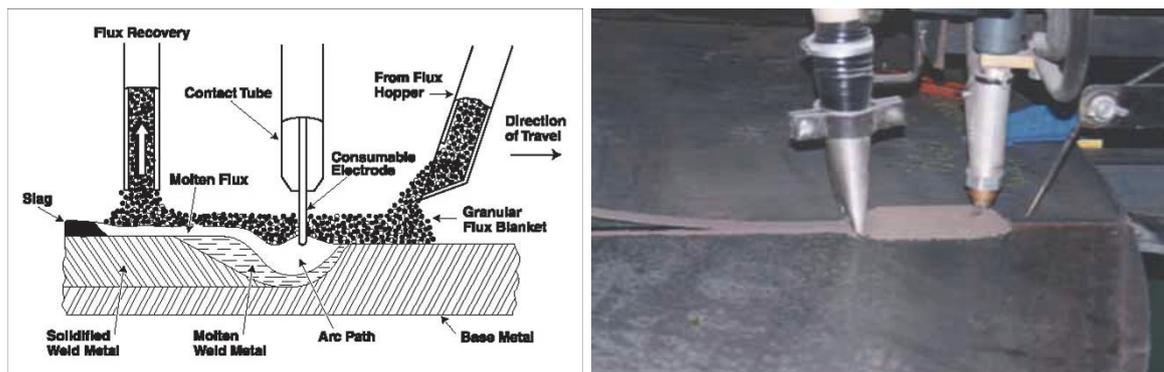


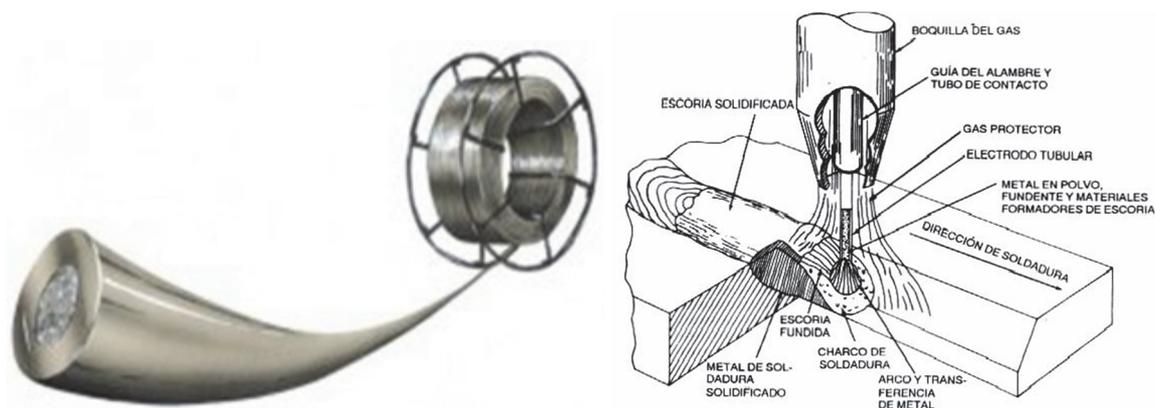
Figura 3.227. Soldadura por arco sumergido.

### 3.15.1.2.2 Otros tipos de soldadura

#### 3.15.1.2.2.1 Soldadura con Hilos Tubulares (FCAW)

La soldadura con hilos tubulares con protección de gas, es muy parecida a la soldadura MIG/MAG en cuanto al manejo y equipamiento se refiere. Sin embargo, el electrodo continuo no es sólido si no que está constituido por un tubo metálico hueco que rodea al núcleo, relleno de flux. El electrodo se forma, a partir de una banda metálica que es conformada en forma de U en una primera fase, en cuyo interior se deposita a continuación el flux y los elementos aleantes, cerrándose después mediante una serie de rodillos de conformado.

Como en la soldadura MIG/MAG, el proceso de soldadura con hilos tubulares depende de un gas de protección, para proteger la zona soldada de la contaminación atmosférica. El gas puede ser aplicado o bien de forma separada, en cuyo caso el hilo tubular se denomina de protección gaseosa, o bien, se genera por la descomposición de los elementos contenidos en el flux, en cuyo caso hablaremos de hilos tubulares autoprotegidos. Además del gas de protección, el núcleo de flux produce una escoria que protege al metal depositado en el enfriamiento. Posteriormente se elimina la escoria.



**Figura 3.228.** Soldadura con hilo tubular

#### 3.15.1.2.2 Soldadura de Aluminio por fricción (FSW)

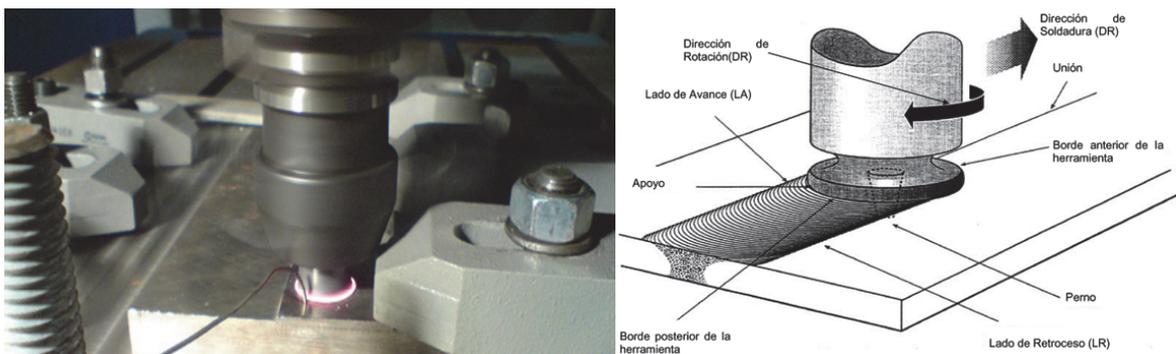
La soldadura mediante batido por fricción es un proceso de penetración completa en fase sólida, que se utiliza para unir chapas de metal – actualmente, principalmente de aluminio, sin alcanzar su punto de fusión.

El procedimiento FSW ha sido inventado, patentado y perfeccionado para su uso en aplicaciones industriales por el Instituto de Soldadura (TWI) en Cambridge, Reino Unido. El método FSW está basado en el principio de obtener temperaturas suficientemente altas para forjar dos componentes de aluminio, utilizando una herramienta giratoria que se desplaza a lo largo de una unión a tope. Las piezas han de ser amarradas a un soporte de respaldo de manera que se prevenga que el calor producido separe las partes a soldar. El calor generado por la fricción entre la herramienta y las piezas a unir, provoca el ablandamiento del material base sin llegar a alcanzar el punto de fusión y permite el desplazamiento de la herramienta a lo largo de la línea de soldadura. El material en estado plástico se transfiere a la parte posterior de la herramienta y se forja por el contacto íntimo de la zapata de la

herramienta y el perfil del tetón de la misma. Al enfriarse deja una unión en fase sólida entre las dos piezas. La soldadura por fricción, puede ser utilizada para unir chapas de aluminio sin material de aportación o gas de protección. El espesor del material varía desde 1'6 mm hasta 30mm, pudiendo ser soldados con penetración total y sin porosidad ni cavidades internas.

Se consiguen soldaduras de alta calidad e integridad con una muy baja distorsión, en muchos tipos de aleaciones de aluminio, incluso aquellas consideradas de difícil soldadura por métodos de fusión convencionales.

Entre los materiales que han sido soldados con éxito mediante soldadura por fricción se incluyen una amplia variedad de aleaciones de aluminio (series 2xxx, 5xxx, 6xxx, 7xxx y 8xxx) y aleaciones Al-Li. Últimamente se han conseguido mediante éste método uniones en plomo, cobre, magnesio e incluso aleaciones de titanio.



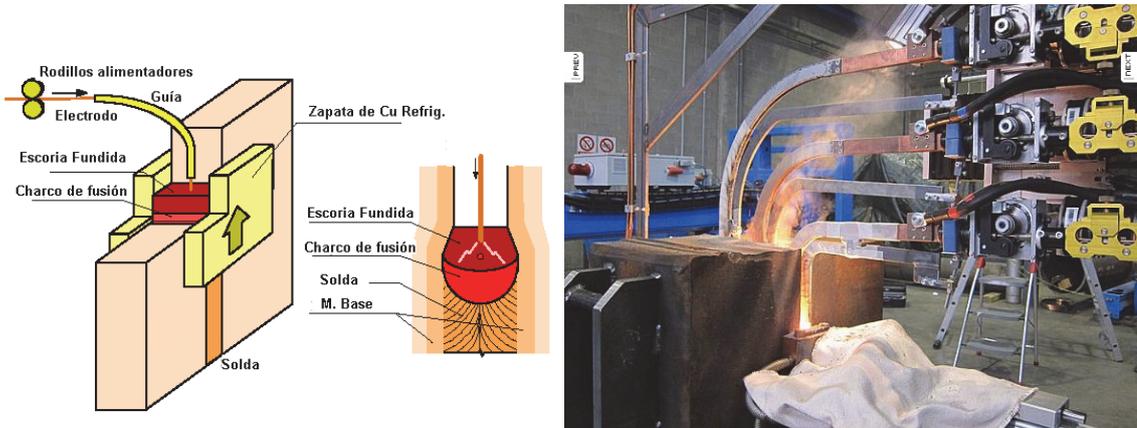
**Figura 3.229.** Soldadura de aluminio por fricción.

### 3.15.1.2.2.3 Soldadura por Electroescoria (ESW)

Cuando comienza el proceso de soldadura, se crea un arco entre el electrodo y la pieza a soldar. Cuando el flux de soldadura que se coloca en la junta se funde, se produce un baño de escoria que aumenta en profundidad. Cuando la temperatura de la escoria y por tanto su conductividad aumentan, el arco se extingue y la corriente de soldadura es conducida mediante la escoria fundida, donde la energía necesaria se produce por resistencia.

La soldadura se forma entre una parte fija, zapatas de cobre refrigerada por agua o zapatas móviles y la junta a soldar. El cabezal de soldadura se mueve hacia arriba según va avanzando el proceso de soldadura. Como consumibles se utilizan uno o

más electrodos, dependiendo del espesor de la chapa. Si el material base es de fuerte espesor, puede utilizarse oscilación del electrodo.

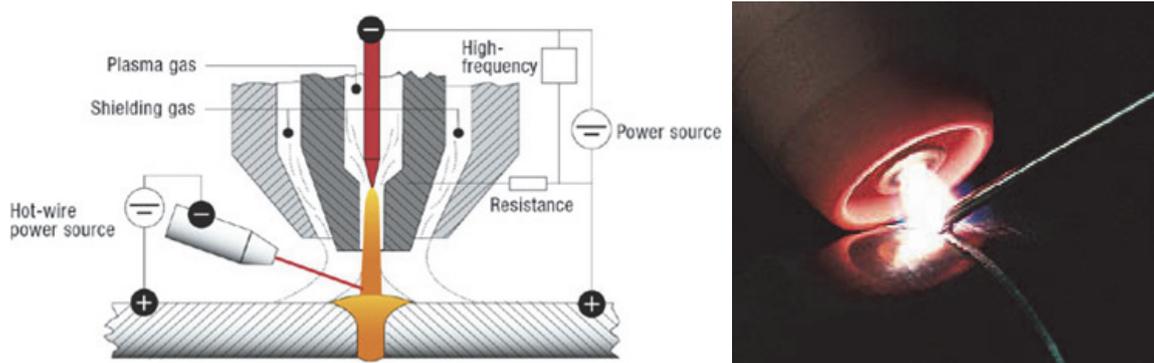


**Figura 3.230.** Soldadura por Electroescoria.

#### 3.15.1.2.2.4 Soldadura por Plasma (PAW)

La soldadura por plasma es un proceso muy similar al de soldadura TIG. Es un sistema más desarrollado que el método de soldadura TIG, que proporciona un aumento de la productividad.

En el sistema de soldadura por plasma hay dos flujos independientes de gas, el gas plasmágeno que fluye alrededor del electrodo de tungsteno, formando el núcleo del arco plasma y el gas de protección el cual proporciona la protección al baño de fusión.



**Figura 3.231.** Soldadura por Plasma.

La soldadura por plasma – PAW – se presenta en tres modalidades:

- Soldadura microplasma, con corrientes de soldadura desde 0.1 hasta 20 amperios.

- Soldadura medioplasma, con corrientes de soldadura desde 20 hasta 100 amperios.
- Soldadura Keyhole, por encima de los 100A, en el cual el arco plasma penetra todo el espesor del material a soldar.

Principalmente, se utiliza en uniones de alta calidad tales como en construcción aeroespacial, plantas de procesos químicos e industrias petroleras.

### **3.15.1.3 Soldadura elegida: soldadura TIG**

Tras una breve descripción de los tipos de soldadura más conocidos, y basándonos en la experiencia, se ha decidido recomendar para la fabricación del basculante, utilizar la soldadura TIG, cuyas características principales son las siguientes:

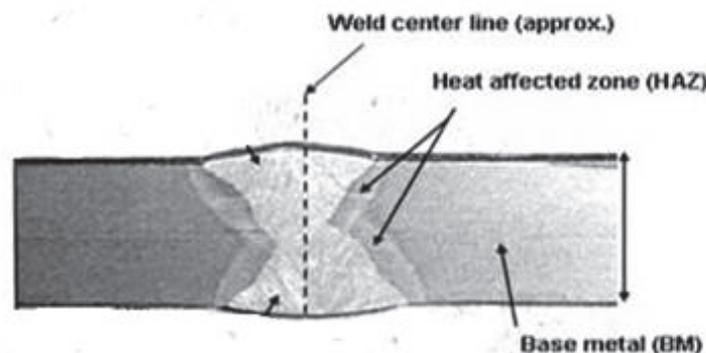
- No se requiere de fundente y no hay necesidad de limpieza posterior en la soldadura
- No hay salpicadura, chispas ni emanaciones, al no circular metal de aporte a través del arco
- Brinda soldaduras de alta calidad en todas las posiciones, casi sin distorsión
- Al igual que todos los sistemas de soldadura con protección gaseosa, el área de soldadura es claramente visible
- El sistema puede ser automatizado, controlando mecánicamente la pistola y/o el metal de aporte para soldar metales de espesores delgados debido al control preciso del calor del arco y la facilidad de aplicación con o sin metal de aporte.
- Soldaduras homogéneas, de buena apariencia y con un acabado completamente liso.
- Las soldaduras hechas con sistema TIG son más fuertes, más resistentes a la corrosión y más dúctiles que las realizadas con electrodos convencionales.

### **3.15.1.4 Influencia de la soldadura en la fatiga**

La soldadura es un proceso empleado frecuentemente en diversa estructuras como puentes, aeronaves, recipientes a presión, estructuras offshore, ductos, entre otros, permitiendo uniones permanentes en los materiales. Las estructuras soldadas frecuentemente están sujetas a cargas cíclicas y pueden sufrir un proceso de fatiga,

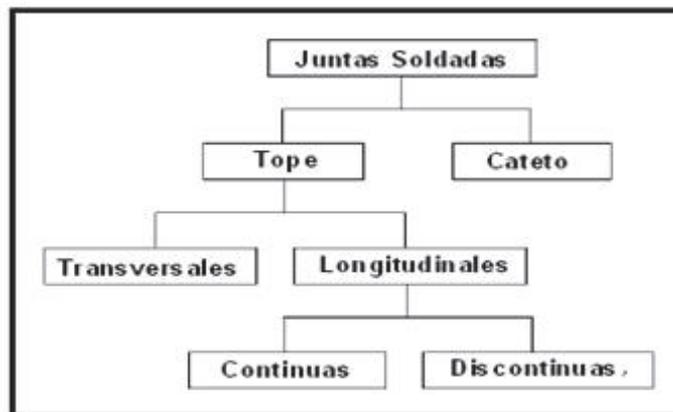
el cual constituye uno de los fallos más comunes en estructuras soldadas. La vida de una estructura soldada es gobernada comúnmente por el tiempo necesario para la iniciación y crecimiento de una grieta que comienzan desde las discontinuidades o concentradores de tensiones pre-existentes, donde un crecimiento inestable de la grieta propicia la ocurrencia de la fractura.

Del punto de vista microestructural, una unión soldada está constituida por tres zonas heterogéneas conocidas como: metal de soldadura, zona térmicamente afectada (ZTA) y metal base. Las tres zonas de la unión soldada están identificadas en la figura 3.229.



**Figura 3.232.** Zonas de una unión soldada.

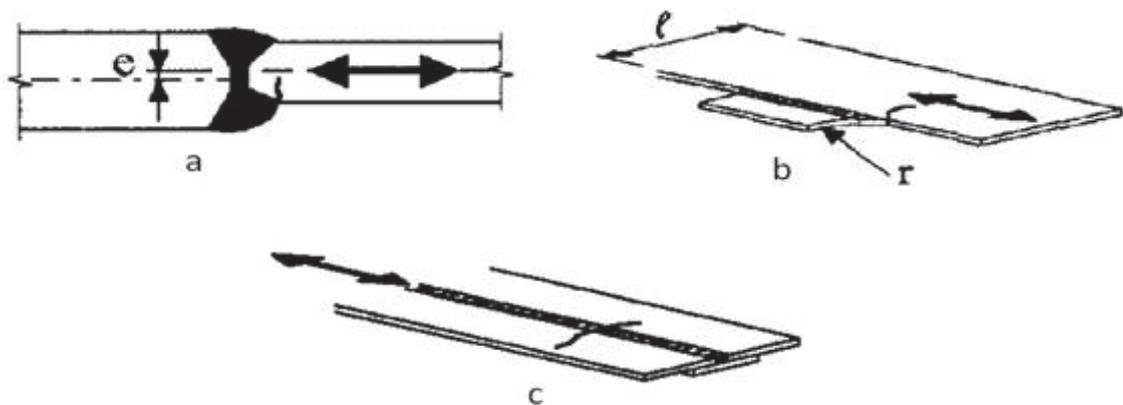
Las uniones soldadas pueden ser clasificadas en función de la orientación del cordón de soldadura con relación a la dirección de la carga. La clasificación de las uniones soldadas es presentada en la figura 3.230.



**Figura 3.233.** Clasificación de las uniones soldadas.

De acuerdo con la figura 3.230, las uniones a tope pueden ser clasificadas en longitudinales (el cordón de soldadura está orientado según la dirección de la carga) y transversales (el cordón de soldadura está orientado perpendicularmente a la dirección de carga).

Esa clasificación lleva en consideración el modo de rotura por fatiga. En las uniones transversales, las grietas por fatiga se inician en el pie del cordón de soldadura, propagándose en la dirección del espesor del material. En las uniones longitudinales continuas, sin embargo, las grietas se inician en una posición de "parada – arranque" del electrodo en el proceso de soldadura y en las uniones longitudinales discontinuas, en la extremidad del cordón de soldadura. La figura 3.231 presenta ejemplos de las uniones a tope longitudinales y transversales además de los modos de rotura por fatiga de estas uniones respectivamente.



**Figura 3.234.** Modos de rotura por fatiga de las uniones a tope: (a) transversales, (b) longitudinales discontinuas y (c) longitudinales continuas.

Es importante resaltar que en todos los modos de rotura de las uniones a tope presentadas en la figura 3.231, la grieta por fatiga se origina en zonas de mayor concentración de tensiones, en los lugares donde existan defectos de soldadura o puntos de discontinuidad geométrica, propagándose en el modo I, o sea, en una dirección normal a la dirección de carga.

En cualquiera de los casos, las grietas de fatiga se originan en zonas donde las tensiones sean máximas, desde que la amplitud de esas tensiones y el número de ciclos de aplicación de carga sean elevados. Existiendo un defecto de soldadura, la concentración de tensiones puede ser más elevada y, así, la iniciación de las grietas por fatiga será más probable, pues el aumento de la tensión facilitará el movimiento de las dislocaciones. Y la propagación de las grietas ocurrirá por el metal base, metal depositado o por la zona térmicamente afectada (ZTA), dependiendo de la geometría de la unión, condiciones de sollicitación y estado metalúrgico del material.

Se encuentran disponibles métodos para mejorar el comportamiento a la fatiga de las uniones soldadas. Tales métodos pueden ser agrupados en:

- Métodos que modifican la geometría del cordón de soldadura, reduciendo el factor de concentración de tensiones y removiendo los defectos existentes, tales como: esmerilado, refusión por TIG y refusión por plasma.
- Métodos que modifican el campo de tensiones residuales en la superficie como el aplastamiento y chorreado.



**Figura 3.235.** Fallo en chasis tubular por fatiga en unión soldada.

En una estructura soldada, los defectos de soldadura son responsables por el surgimiento de discontinuidades geométricas que actúan como concentradores de tensiones, que facilitan la iniciación y la consecuente propagación de la grieta, disminuyendo la resistencia a la fatiga de la estructura. Pueden ser producidos durante la operación de soldadura, causados por factores ligados al proceso, forma y ejecución de la soldadura adoptados y son frecuentemente localizados en el metal base, en el metal depositado o en la zona térmicamente afectada.

### 3.15.2 Mecanizado por arranque de viruta

El mecanizado o conformado por arranque de viruta es un procedimiento que permite modificar formas, dimensiones y/o el grado de acabado superficial de piezas obtenidas con otros procesos de fabricación (fundición, conformado por deformación plástica...). Esta transformación o modificación se realiza arrancando capas de metal (o creces de mecanizado) que se transforman en viruta.

El mecanizado no se debe entender como una solución única para obtener una determinada geometría, debido al elevado coste que supone el arranque excesivo de material. El mecanizado debe combinarse con otros procesos de fabricación (debe considerarse como operaciones secundarias y de acabado). Algunos casos en los que pueda ser necesario el mecanizado:

- Necesidad de superficies lisas y brillantes en piezas fabricadas mediante forjado.
- Orificios de diámetros pequeños.
- Piezas con geometrías agudas, tolerancias ajustadas.
- Orificios roscados en diferentes superficies de una misma pieza.
- Acabado superficial y texturas especiales para determinadas funcionalidades o por necesidades de tener una apariencia determinada.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es que las propiedades mecánicas que se consiguen mediante mecanizado son muy inferiores a las que se consiguen con la deformación plástica. La orientación de los granos según la geometría externa que se consigue con el conformado por deformación plástica no se obtiene mediante mecanizado.

Algunos inconvenientes generales del mecanizado:

- Desperdicio de material.
- Por lo general requiere más tiempo que otros procesos de fabricación (conformado por deformación plástica, moldeado).
- Requiere más energía que otros procesos de moldeado y formado.
- Puede tener efectos negativos sobre la calidad de la superficie y las propiedades del producto.

Dentro del mecanizado podemos considerar:

- Operaciones de corte:
  - Un solo filo de corte (Ej. Cilindrado en torno).
  - Varios fillos de corte (Ej. Fresado).
  - Múltiples fillos de corte (Ej. Brochado).
- Operaciones abrasivas: rectificado y procesos relacionados.
- Procesos avanzados de mecanizado: métodos eléctricos, químicos, térmicos, hidrodinámicos, láser.

Las máquinas con las que se realizan este tipo de operaciones se denominan máquinas-herramienta.

Por otra parte, se define viruta como el exceso de material eliminado en los procesos de mecanizado. Esta viruta se produce por la continua deformación plástica y cizallamiento que se produce del material a lo largo del plano de corte.

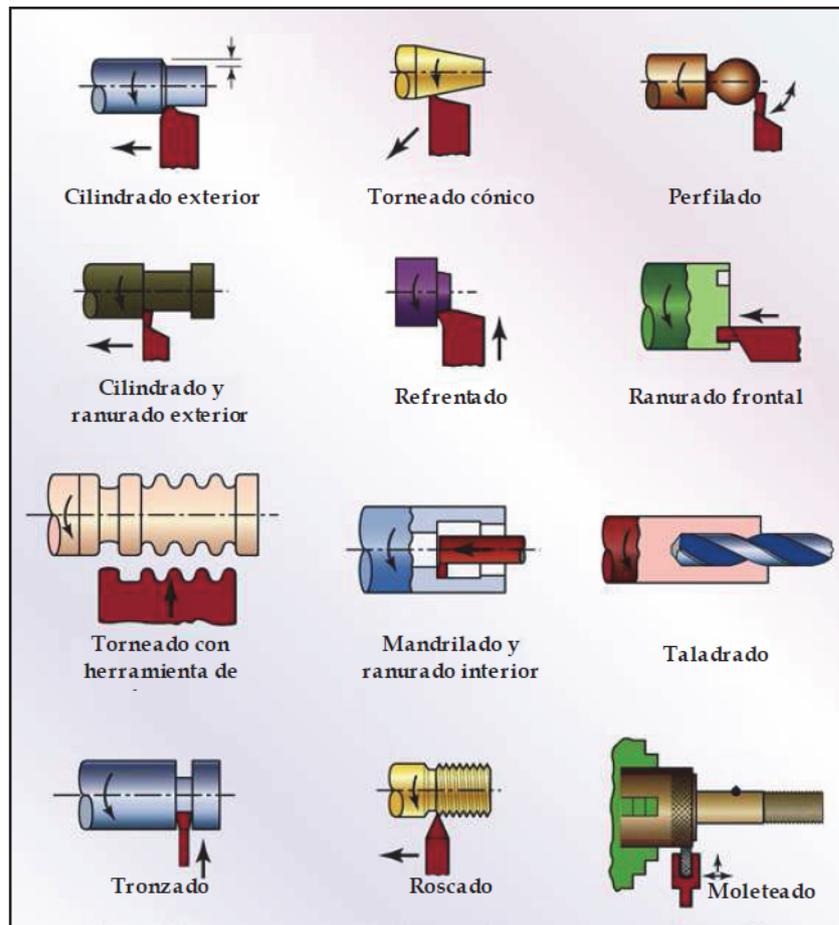
La secuencia general de la formación de la viruta en un proceso de mecanizado es la siguiente:

- El metal de la pieza de trabajo se ve sometido a gran presión y temperatura.
- Se produce una zona de estancamiento a continuación de la punta del filo.
- El metal deformado se va uniendo a la cara de la herramienta (película de recubrimiento).
- La herramienta sigue eliminando material (se puede producir la formación de más de una capa o película de material que se va acumulando en la zona de estancamiento, se está generando el filo de recrecido).
- Se produce una zona de fluencia alrededor de la zona de estancamiento, continúa el deslizamiento de la viruta sobre la cara de desprendimiento de la herramienta.
- La viruta se mueve a lo largo de la cara de desprendimiento de la herramienta.

A continuación, se detallarán aquellos procesos que creemos necesarios para la producción de los elementos que componen la suspensión.

### 3.15.2.1 Torneado

En el torneado se obtienen piezas de trabajo rectas, cónicas, curvadas o ranuradas, como ejes, husillos, pasadores... En la siguiente figura se presentan las principales operaciones básicas a tener en cuenta en operaciones en torno.



**Figura 3.236.** Principales operaciones en torno.

En un torno las operaciones que se realizan de mecanizado suelen ser de cilindrado y refrentado en todo tipo de materiales, se suelen utilizar herramientas de una sola punta, aunque también pueden utilizarse herramientas de forma, brocas de taladrar o machos de roscar. El manejo de los tornos requiere de mano de obra especializada, sobre todo si el torno es manual (artesanos muy experimentados). En el caso de tornos CNC, la mano de obra no tiene que ser tan especializada, aunque se requiere de un programador.

Además, se pueden distinguir dos tipos de operaciones:

- Operaciones de desbaste: suelen ser las primeras operaciones que se hacen, tienen como objetivo arrancar grandes volúmenes de material lo más rápido posible, sin tener en cuenta el acabado superficial o las tolerancias. El mayor requerimiento es la resistencia del filo de corte.
- Operaciones de acabado: se trabaja con una profundidad menor y una velocidad de avance más baja, con el objetivo de obtener el acabado superficial y las tolerancias exigidas.

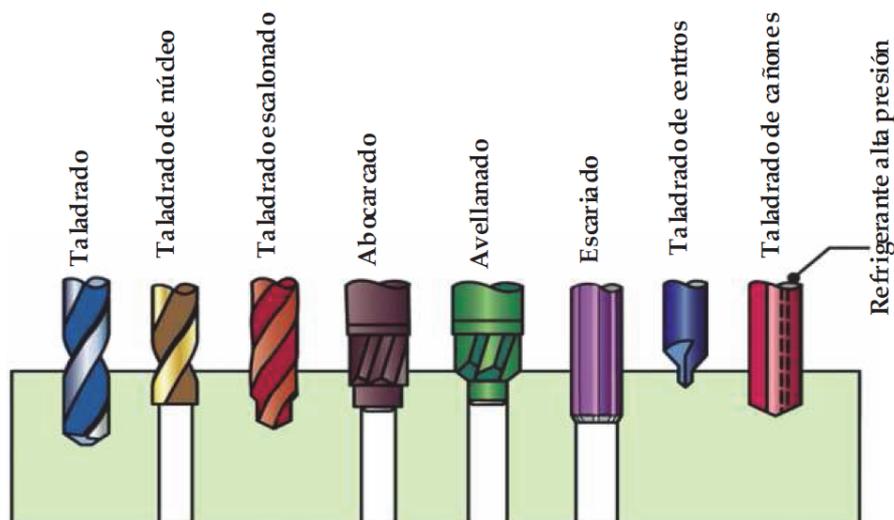


**Figura 3.237.** Operación de torneado.

Las operaciones básicas que se necesitarán para realizar las piezas de la suspensión serán:

- **Cilindrado:** esta operación se realiza mediante el giro de la pieza y el movimiento longitudinal del carro portaherramientas siguiendo una trayectoria paralela al eje de giro de la pieza, trabajando la superficie exterior de la pieza de trabajo. Parámetros fundamentales: velocidad de giro de la pieza, velocidad de avance de la herramienta en sentido longitudinal y profundidad de corte en sentido transversal.
- **Refrentado:** esta operación se realiza mediante el giro de la pieza y el movimiento transversal del carro portaherramientas siguiendo una trayectoria perpendicular al eje de giro de la pieza, trabajando la cara frontal de la pieza de trabajo. Parámetros fundamentales: velocidad de giro de la pieza, velocidad de avance de la herramienta en sentido transversal y profundidad de corte en sentido longitudinal. Si mantenemos la velocidad de giro constante, a medida que se reduce el diámetro de la pieza disminuye la velocidad de corte.

- **Cilindrado interior o mandrinado:** igual que el cilindrado, con la diferencia que la herramienta trabaja el interior de orificios ya realizados.
- **Taladrado.** La producción de orificios es una de las operaciones más importantes en fabricación (la gran mayoría de piezas fabricadas, por no decir todas, presentan diferentes orificios para diferentes finalidades). El taladrado es un proceso básico y común para la producción de orificios. La herramienta con la que se realiza el orificio recibe el nombre de broca. En general tienen una relación longitud/diámetro alta, para poder producir orificios relativamente profundos. La longitud de esta herramienta hace que pueda ser algo flexible, por lo que se deberá prestar especial atención cuando se quieran realizar orificios con precisión. La operación de taladrado (sobre todo en orificios ciegos) presenta la dificultad de la expulsión de la viruta, ésta se desplaza por los canales de la broca en sentido contrario al avance de la broca. El diámetro del orificio producido en el taladrado es ligeramente superior al diámetro de la broca (normalmente una broca se retira con facilidad del orificio realizado). En algunos casos puede ocurrir al contrario, si por dilatación térmica el material de trabajo se dilata durante el trabajo y se contrae al enfriarse.

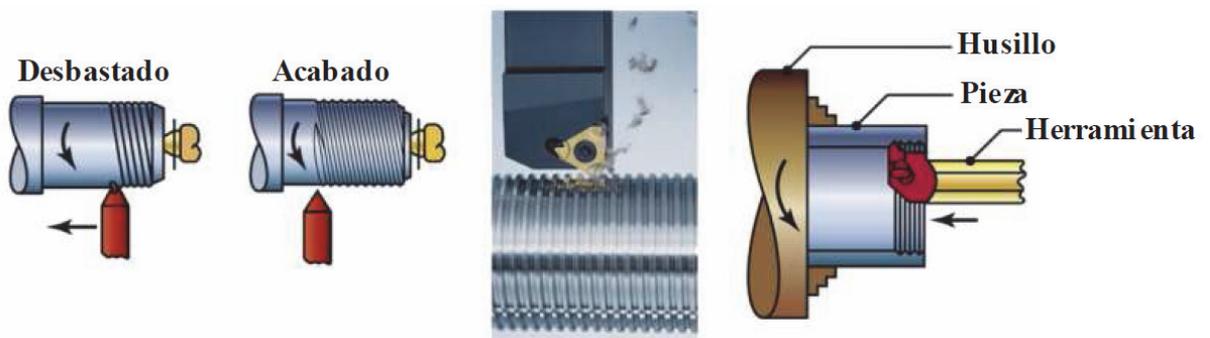


**Figura 3.238.** Diferentes tipos de brocas y operaciones de taladrado.

Generalmente, la pieza de trabajo permanece fija mientras que la herramienta gira y avanza en dirección perpendicular a la superficie de la pieza. Existe la posibilidad de que sea la pieza quien gire (por ejemplo, en

torno convencional colocando la broca en el contrapunto) o que giren tanto la pieza como la broca (por ejemplo, en torno CNC o centro de mecanizado utilizando brocas motorizadas colocadas en la torreta giratoria portaherramientas).

- **Roscado.** Una rosca se puede definir como una cresta de sección transversal uniforme que sigue una trayectoria helicoidal en la parte exterior o interior de una superficie cilíndrica (rosca recta, común en tornillos, tuercas, tornillos de avance en torno...) o cónica (rosca cónica, común en tubos de agua y gas). Las roscas se pueden obtener de diferentes formas:
  - Mediante laminación (conformado por deformación plástica). Para grandes producciones.
  - Mediante fundición (limitaciones en cuanto a acabado superficial y tolerancias dimensionales).
  - Mediante mecanizado con herramienta de corte de un solo filo de corte en torno. La forma de la herramienta dependerá del tipo de rosca a mecanizar. El avance combinado con la velocidad de giro (manual o automatizado) hace que se obtenga el perfil de la rosca. Generalmente se requieren varias pasadas para conseguir un buen acabado y tolerancia dimensional. Importante: el avance es un factor clave, ya que debe coincidir con el paso de la rosca.



**Figura 3.239.** Operación de roscado exterior en torno (izq.) e interior en torno (dcha.).

En nuestro caso, como se podrá presuponer, a la hora de roscar el tirante, optaríamos por esta tercera opción.

### 3.15.2.2 Fresado

El fresado se considera un tipo de mecanizado muy versátil, abarca una gran variedad de tipos de operaciones, la herramienta que se utiliza se denomina fresa (herramienta multi-filo). Hoy en día el fresado es el método de mecanizado más ampliamente utilizado. Algunas ventajas del fresado: (i) Alta eficiencia del mecanizado; (ii) Buen acabado superficial; (iii) Precisión y flexibilidad en la producción de formas.

En el fresado tenemos movimientos coordinados entre una herramienta rotativa con varias puntas o filos de corte y un avance recto (o siguiendo trayectorias complejas) de la pieza. El fresado es una operación de corte ininterrumpido, los dientes de la fresa entran y salen del trabajo durante una revolución. Los dientes de la herramienta se ven sometidos a fuerzas de impacto y choque térmico en cada rotación.

#### 3.15.2.2.1 Operaciones básicas en fresado

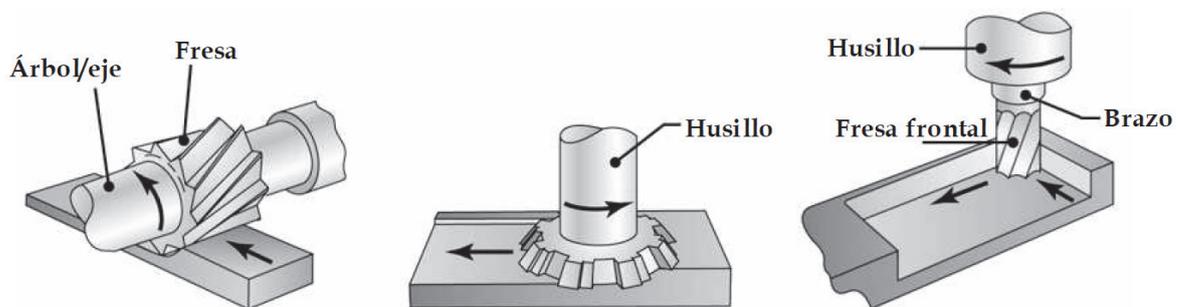
- **Planeado y escuadrado:** consiste en obtener grandes superficies planas o en obtener superficies que formen ángulos de 90°.
- **Ranurado y bordes:** para obtener ranuras se deben trabajar varias superficies de la pieza de trabajo, habrá que tener especial precaución a la hora de seleccionar la herramienta. La ranura puede ser abierta en sus dos extremos, cerrada en un extremo o cerrada en ambos extremos (chavetero). Se debe tener especial atención en la evacuación de la viruta. En bordes se incluyen los trabajos de mecanizado de bordes que no estén a escuadra.
- **Vaciados:** consiste en la eliminación masiva de material con el objeto de crear una cámara o hueco de dimensiones superiores a las dimensiones de la propia herramienta. Generalmente se empieza realizando una operación de mecanizado en dirección perpendicular a la superficie de trabajo, hasta llegar a la profundidad deseada, y luego se mecaniza en dirección paralela a la superficie de trabajo. También es posible trabajar en direcciones no paralelas a la superficie de trabajo.
- **Copiado y contorneado:** se utilizan herramientas especiales para mecanizar contornos curvos, por copia directa de una pieza patrón (copiado)

o siguiendo trayectorias complejas controlando los movimientos mediante código numérico CNC (contorneado).

- **Corte con separación de partes o serrado:** se utilizan fresas de ranurar o fresas tipo disco.

### 3.15.2.2.2 Fresado periférico o cilíndrico

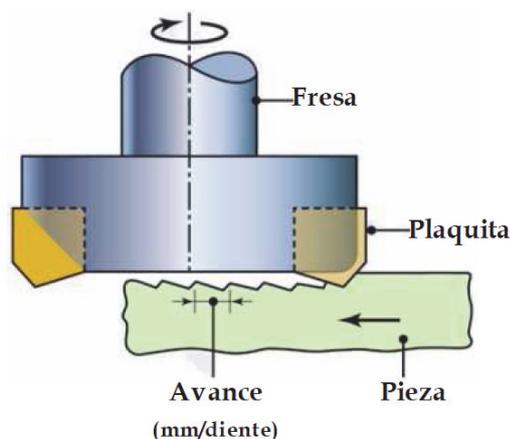
El eje de giro de la herramienta es paralelo a la superficie de trabajo. El cuerpo de la herramienta tiene varios filos de corte (suele ser de acero de alta velocidad). Si la longitud de la fresa es superior a la anchura del corte, se denomina fresado plano. La herramienta puede tener dientes rectos o helicoidales (se prefieren los segundos, pues cada filo de corte ataca a la pieza progresivamente, mejor reparto de esfuerzos, operación más suave y sin traqueteo).



**Figura 3.240.** Fresado periférico (izq.); de careado (centro); frontal (dcha.).

### 3.15.2.2.3 Fresado de careado o refrentado

En este tipo de fresado la herramienta de corte se monta en un husillo con su eje de giro perpendicular a la superficie de trabajo.



**Figura 3.241.** Marcas de avance.

Dado el movimiento relativo entre los filos de corte y la pieza de trabajo, en la superficie ya mecanizada quedan las denominadas marcas de avance (la rugosidad final de la pieza dependerá del tipo de plaquita y del avance).

#### **3.15.2.2.4 Fresado frontal**

Este tipo de fresado es muy versátil y con capacidad de producir perfiles y superficies curvadas y complejas. La herramienta o fresa se suele realizar de acero de alta velocidad o con plaquitas de carburo.

En general, la fresa gira sobre un eje perpendicular a la pieza de trabajo, pudiéndose inclinar para obtener superficies curvas. Con el fresado frontal se pueden producir diferentes superficies a cualquier profundidad (curvadas, escalonadas, cavidades). Este tipo de herramientas están diseñadas para poder programar trayectorias complejas.



**Figura 3.242.** Superficies obtenidas con fresado frontal.

### **3.15.3 Corte**

#### **3.15.3.1 Oxicorte**

En forma general, el término oxicorte indica la operación de seccionamiento o corte del acero por medio de un soplete alimentado por un gas combustible y oxígeno. Esta operación está basada en una reacción fuertemente exotérmica producto de la oxidación del hierro en presencia de oxígeno.

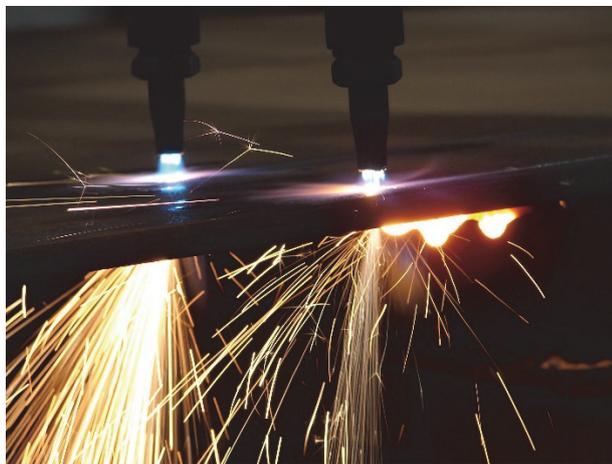
Para que a un metal se le pueda aplicar esta técnica, se deben cumplir dos condiciones:

- que la reacción de oxidación sea exotérmica. (Reacción química que se produce con desprendimiento de calor).
- que el óxido formado tenga una temperatura de fusión inferior a la del metal.

Tanto el hierro como la mayoría de sus aleaciones cumplen estas dos condiciones, pero cuando se forman óxidos más refractarios se puede dificultar la operación.

Por ejemplo, para el corte de los aceros al cromo, al superar cierto nivel de concentración en cromo comienzan las dificultades para el oxicorte; esto se debe a que el óxido de cromo formado tiene un punto de fusión muy alto respecto al del óxido de hierro y el hierro.

En la práctica, un soplete de oxicorte está alimentado con un gas combustible que puede ser propano, acetileno, etc. y oxígeno; para cumplir con su cometido, primero se debe lograr un pre-calentamiento local del material y cuando este se alcanza se procede a la inyección de un chorro de oxígeno puro a presión. La presencia de este chorro de oxígeno acelera la oxidación del material y por otro lado, la presión con que es inyectado produce la expulsión del mismo, generando una sangría o ranura de corte.



**Figura 3.243.** Oxicorte robotizado.

Utilizando sopletes estándar, actualmente se cortan con este método chapas de acero en un rango de espesores de 7 a 300 mm. Varias alternativas En cuanto a las tolerancias que se manejan con este proceso, es común hablar de  $\pm 1$  mm., aunque cuidando algunos detalles es posible bajar este número.

### 3.15.3.2 Corte por láser

La palabra LASER deriva de las iniciales de “Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation” que significa “amplificación de luz por medio de la emisión estimulada de radiación”. Un láser es un dispositivo que crea y amplifica un intenso y concentrado rayo de luz coherente.

A diferencia de otras fuentes luminosas, un láser emite luz concentrada, es decir, la envía en una dirección precisa y con muy escasa dispersión. La luz común ilumina una superficie cada vez mayor a medida que se aleja de la fuente que la generó (piénsese, por ejemplo, en el haz de una linterna); en cambio, la superficie iluminada por la luz de un láser se mantiene casi constante por más que se la aleje de la fuente; de hecho, su aumento no excede al determinado por un ángulo de unos pocos miliradianes.

Esa baja divergencia hace aparecer a la luz que emiten los láseres como líneas muy nítidas y definidas, lo que dio origen al término rayo láser y constituye la base de aplicaciones de los láseres en telemetría, ingeniería, comunicaciones, etc.



**Figura 3.244.** Corte por láser.

En el proceso de corte laser podemos distinguir tres situaciones distintas:

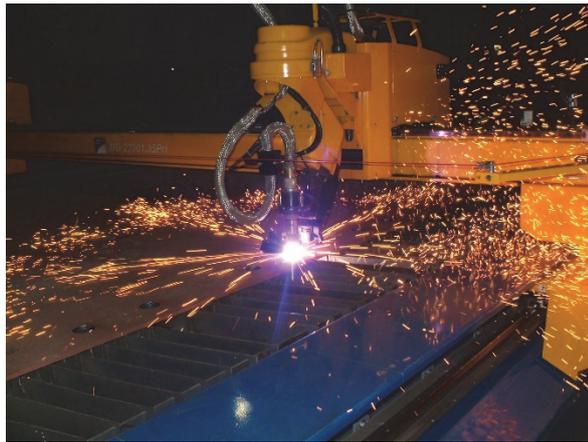
- **Corte por sublimación laser:** La alta intensidad del haz laser vaporiza el material directamente en el punto de trabajo. Luego, por lo general se usa un gas inerte para cortar, o sea, para expulsar el material y generar la ranura de corte. Esta situación la encontramos principalmente restringida al corte de sustancias no metálicas, como ser madera, papel, cerámica o plástico.

- **Corte por fusión laser:** Aquí, el material fundido o derretido por el haz laser es expulsado por medio de nitrógeno, generando la ranura de corte. El nitrógeno es inyectado en la boquilla a alta presión (hasta 20 bares) y al salir de ella por una pequeña perforación de la punta, se convierte en un chorro de alta energía cinética. La fusión laser es particularmente utilizada en el corte de aceros cromo-níquel o aluminio libre de óxido, produciendo superficies de corte metalúrgicamente limpias.
- **Corte por quemado laser:** El haz de laser calienta el material hasta su temperatura de encendido. Aquí se usa oxígeno como gas de corte. Después de alcanzada la temperatura de encendido, el material “se quema” con un chorro de oxígeno, generando una reacción exotérmica. La escoria producida es expulsada por medio del gas de corte generando la ranura de corte. Este proceso es particularmente utilizado para el corte de aceros dulces y en menor escala para cortes de acero inoxidable.

### 3.15.3.3 Corte por plasma

Este proceso toma su nombre de lo que ha dado en llamarse el cuarto estado de la materia. Normalmente se piensa en función de los tres estados más conocidos. En el caso de una sustancia común como por ejemplo el agua, estos tres estados serían hielo (sólido), agua (líquido) y vapor (gas). La diferencia entre estos estados es simplemente una cuestión de energía. En este caso, si al hielo le aplicamos energía, este se transforma en agua y si continuamos aportando energía se transforma en vapor; ¿pero ahora qué ocurriría si seguimos entregando energía a este vapor? La respuesta es que estaríamos en presencia de plasma, es decir, un gas caliente, fuertemente ionizado y por lo tanto conductor eléctrico.

Si ahora a este plasma lo concentramos, es decir, lo hacemos circular atravesando el pequeño orificio de una boquilla, le estamos agregando además una altísima energía cinética, que sumado a su alta temperatura y a la circulación de corriente eléctrica nos produce un arco de plasma que es utilizado para el proceso de corte por plasma. Durante el proceso de corte plasma el material se funde y por la acción de la presión del gas, este material es expulsado generando una ranura o sangría de corte. Luego, al igual que en el oxicorte, el resto del trabajo sería mover este “elemento de corte” a velocidad constante a fin de obtener el corte deseado.



**Figura 3.245.** Corte por plasma.

Durante el desarrollo de este sistema de corte, se han ido generando distintas alternativas, pero hoy en día podemos decir que los equipamientos que más se han popularizado son:

- **Plasma seco:** Es el proceso de plasma convencional que permite cortar materiales con combinaciones de gases como: Argón, Hidrógeno, Nitrógeno, Aire u oxígeno, dependiendo del tipo de material a cortar, calidad de corte o velocidad exigida.
- **Plasma de alta definición:** Son equipos que también combinan gases como el oxígeno, nitrógeno, aire o metano para lograr cortes de alta definición y de una calidad intermedia entre lo que sería un plasma convencional y un equipo de láser. Con estos equipos se logran cortes de muy alta calidad de borde (suavidad y perpendicularidad) en espesores que hoy llegan hasta 1 pulgada. Para lograr estos equipos, fue necesario incrementar entre 3 y 4 veces la densidad de energía del arco plasma respecto de un plasma convencional. Constituye una alternativa muy interesante especialmente si se considera el costo inicial de una instalación frente a un equipo de láser.
- **Plasma bajo agua:** Estos equipos se desarrollaron con el fin de disminuir el nivel de ruido del arco de plasma y la formación de humos alrededor de la zona de corte. Tienen también como ventaja adicional el menor aporte térmico al material a cortar. Un efecto negativo en este método de corte es que la pieza a cortar no puede ser observada durante el corte y además la velocidad se reduce en aprox. 10-20 %. Otro efecto que se produce cuando se corta bajo agua es que parte del agua que rodea la zona de corte se

disocia en oxígeno y nitrógeno y el oxígeno liberado tiene tendencia a combinarse con el metal fundido del corte (especialmente aluminio y otros metales ligeros) formando óxido metálico y dejando hidrógeno libre en el agua. Cuando este hidrógeno se junta bajo la pieza que se está cortando se crean pequeñas explosiones que se reencienden con el propio chorro de plasma. De esta manera, el agua necesita ser constantemente agitada mientras se está cortando estos metales.

#### 3.15.3.4 Corte por chorro de agua

Este tipo de corte está basado en la inyección de agua a alta presión sobre la pieza.

La presión de trabajo oscila entre los 300 y 3500 Kg/cm<sup>2</sup> y se aplican en un área que oscila entre 0.02 y 1,77 mm<sup>2</sup>. La característica principal de este tipo de corte es que es un corte frío. La pieza alcanza una temperatura máxima de 40°C. El sistema de corte está controlado por un CNC programable y un sistema CAD-CAM. Puede aplicarse de dos formas diferentes:

- **Corte de materiales duros:** Al agua a alta presión se incorpora un producto que ayuda a realizar el corte. Está basado en la erosión del material y se pueden llegar a cortar materiales con un espesor de hasta 100 mm, aunque se puede superar en materiales con una baja densidad. Este tipo de corte se aplica en dos y tres dimensiones. El máximo área de trabajo es de 2000 x 4000 mm en dos dimensiones. Se puede llegar a cortar todo tipo de materiales tales como: Hierro, Acero Inoxidable, Aluminio (todos los tipos), Latón, Titanio, Aceros templados y sin templar, Flejes, Cobre, Bronce, Vidrio, Mármol, Granito, Silestone, PVC, Polietileno, Polipropileno, Metacrilato, Fibra de Vidrio, Madera de todo tipo incluidos conglomerados, Aleaciones de metales, Tejidos de todo tipo, etc. Y un sin fin de materiales.
- **Corte de materiales blandos:** Este tipo de corte únicamente se utiliza agua a alta presión y se aplica a materiales de baja densidad tales como Madera, plásticos, espumas, tejidos, etc. La velocidad de corte es mayor que con materiales duros.



**Figura 3246.** Corte por chorro de agua.

### **3.15.3.5 Conclusión**

Para el problema concreto que nos atañe en este proyecto, y para cortar el perfil del balancín y las distintas chapas que forman el basculante, la opción más idónea sería la del corte por chorro de agua por los siguientes motivos:

- Es el proceso de corte más económico de los tres (atendiendo a la calidad de corte)
- La calidad del corte es óptima y las tolerancias están dentro de los márgenes admisibles.
- Es un corte en frío, con todas las ventajas que ello conlleva: no produce deformaciones ni tensiones residuales.
- Es el método menos contaminante de todos.

### 3.16 Planificación

El desarrollo del proyecto desde su inicio conlleva distintas tareas bien diferenciadas que deben ser planificadas en el tiempo. Esta planificación es necesaria para distribuir el trabajo de forma organizada, optimizando así el tiempo necesario para la realización del proyecto.

Se tienen en cuenta las diferentes fases del trabajo y se entiende que los tiempos adjudicados a cada tarea son una estimación de los mismos. Algunas estimaciones vienen determinadas por la experiencia y otras no, esto implica que probablemente habrá cambios en la planificación durante el transcurso del proyecto, pero se intentará respetar al máximo en la medida de lo posible.

#### 3.16.1 Fase 1: Familiarización con el problema

En esta primera fase, la más larga de todas, estará dividido a su vez en distintas etapas para poder empezar a desarrollar el trabajo.

- **Búsqueda de información.** Se consultará la bibliografía disponible y diversas fuentes para estudiar la dinámica de las motocicletas y su relación con la suspensión. Una vez estudiado el todo, se centrará en la parte, esto es, el estudio de diferentes tipos de suspensiones, estudiando las ventajas y desventajas que nos proporcionan.
- **Familiarización con el problema.** Se requiere diseñar una suspensión de unas determinadas características, por lo tanto hay que estudiar las diferentes maneras que existen para obtener dichas características y poder regularlas.
- **Herramientas informáticas.** Para desarrollar este trabajo se empleará un programa determinado, PTC Creo Parametric 2.0, por lo que hay que familiarizarse con los diferentes módulos que posee y estudiar las opciones por defecto que desarrolla el programa, sobre todo en el módulo Simulate de Elementos Finitos, para poder realizar los análisis necesarios bajo unas determinadas condiciones.

Los responsables de esta fase serán el alumno, el profesor director del trabajo con la colaboración del profesor orientador de la ETSI de Bilbao, estimándose el tiempo requerido en 7 semanas.

### **3.16.2 Fase 2: Formulación matemática del problema**

Esta fase consiste en realizar un estudio del concepto de la rigidez reducida, su obtención en diferentes sistemas de suspensión, su formulación matemática (en aquellos casos en los que se pueda) y su relación con las fuerzas que tenemos sobre los mecanismos o velocidades con las que se mueven los diferentes elementos del mecanismo que conforman la suspensión.

Se realizan estudios cinemáticos de los mecanismos de suspensión y estáticos aplicando distintas fuerzas y en distintas posiciones.

Los resultados obtenidos de forma teórica se comprobarán de forma computacional utilizando distintos programas (ANSYS, Excel y Creo Parametric), confirmando la veracidad y fiabilidad de los datos obtenidos.

Los responsables de esta fase serán el alumno y el profesor director del trabajo, estimándose el tiempo requerido en 3 semanas.

### **3.16.3 Fase 3: Pro-Link. Diseño cinemático.**

Una vez establecidos y asimilados todos los conceptos teóricos necesarios, se procede al montaje básico del mecanismo formado por chasis, basculante, bieleta y balancín, y con la ayuda del módulo de mecanismos del Creo Parametric, se procede a dimensionar el mismo para obtener la curva objeto de rigidez reducida. Se prueban mecanismos de distintas dimensiones, siempre cumpliendo las condiciones impuestas, hasta obtener la curva de Rigidez Reducida deseada.

Una vez obtenido el mecanismo, se miden las reacciones en los puntos de unión de los diferentes elementos, resultando ser excesivas, volviendo a redimensionar el mecanismo hasta obtener de nuevo una curva de rigidez idónea con unas cargas aceptables.

Ya con el mecanismo definido, y como una de las condiciones del trabajo es que la suspensión sea regulable, se estudia el efecto que tienen sobre la curva de Rigidez Reducida la variación de ciertos parámetros del mecanismo y su aplicación en la suspensión de la motocicleta.

Los responsables de esta fase serán el alumno, el profesor director del trabajo con la colaboración del profesor orientador de la ETSI de Bilbao, estimándose el tiempo requerido en 3 semanas.

#### **3.16.4 Fase 4: Pro-Link. Diseño Mecánico.**

En esta fase se diseñan, dimensionan y optimizan los diferentes elementos que componen el mecanismo de la suspensión. Para ello se utilizan los datos correspondientes a las reacciones en las uniones obtenidas en la fase anterior.

- **Balancín.** Utilizando el MEF se obtiene la pieza óptima en cuanto a relación peso/resistencia. Se dimensionan rodamientos y rótulas y los diferentes elementos de sujeción
- **Bieleta.** De igual manera, y utilizando las herramientas del MEF se dimensionan los diferentes elementos que la componen: horquilla, tirante, cabeza de rótula, roscas y contratueras.
- **Tornillería.** Se definen los diferentes elementos necesarios para unir las piezas del mecanismo entre ellas: tornillos, tuercas, casquillos, etc.
- **Planos.** Se realizan los planos de conjunto y constructivos de los diferentes elementos no comerciales que componen el mecanismo. Dicho trabajo se realiza en AutoCAD.

Los responsables de esta fase serán el alumno y el profesor director del trabajo, estimándose el tiempo requerido en 4 semanas.

#### **3.16.5 Fase 5: Prediseño del basculante**

El prediseño del basculante se realiza teniendo en cuenta los criterios de rigidez a cumplir. No se tienen en cuenta detalles como la unión del mismo al chasis o al balancín, ni el tensor de cadena. Se empleará como material el AW5086, aleación de aluminio y magnesio, por su ligereza y fácil soldabilidad.

Se realiza comparación de rigideces con un basculante propuesto tubular, y por último se analizan los modos y frecuencias del basculante propuesto

Los responsables de esta fase serán el alumno, el profesor director del trabajo con la colaboración del profesor orientador de la ETSI de Bilbao, estimándose el tiempo requerido en 4 semanas.

### 3.16.6 Fase 6: Procesos de Fabricación

Una vez dimensionados todos los elementos que componen el mecanismo de la suspensión, se procede a estudiar los diferentes procesos de fabricación que puedan interesar para producir los elementos necesarios (corte, soldadura, mecanizado, etc.) y se seleccionan entre todos ellos aquellos que más nos convengan, ya sea por criterio económico o de otro tipo.

Los responsables de esta fase serán el alumno y el profesor director del trabajo, estimándose el tiempo requerido en 2 semanas.

A continuación, en la siguiente figura se representa el diagrama de Gantt que esquematiza la planificación.

## Planificador del proyecto



Figura 3.247. Diagrama de Gantt de la planificación del proyecto.

## **3.17 Valoraciones Generales y Líneas Futuras**

### **3.17.1 Valoraciones Generales**

La realización de este Trabajo de Fin de Grado, ha supuesto en mi caso un gran reto por diversas razones. Por una parte, el mundo de las motocicletas, y concretamente el mundo de las motos de competición, no ha sido un mundo que haya suscitado mucho interés en mí, por lo tanto el hecho de estudiar, aunque sea una parte muy concreta de una motocicleta, ha sido muy interesante por el hecho de estudiar y entender una parte como es la suspensión trasera de una moto y por la interrelación que existe con todas las partes de una motocicleta, y la necesidad de entender el funcionamiento de un todo para poder diseñar y optimizar una parte.

Por otra parte está la necesidad de interconectar las distintas asignaturas estudiadas en la carrera, ya que ha habido que aplicar los conocimientos adquiridos en muchas de ellas: Ciencia de los Materiales, Resistencia y Elasticidad de Materiales, Diseño de Máquinas, Cinemática y dinámica de Máquinas, Diseño Mecánico mediante Elementos Finitos, Tecnología Mecánica, y por supuesto todas aquellas relacionadas con el dibujo técnico y la asignatura de Gestión de Proyectos.

El enfoque utilizado en este trabajo, ha sido el de un neófito que tiene que empezar desde cero a estudiar el comportamiento de una motocicleta de forma general, estudiando más detalladamente los factores que afectan al tema a tratar, a la suspensión trasera de una moto de competición, llegando finalmente a desarrollar el objeto del trabajo desde diversos aspectos, como son el estudio de mecanismos, equilibrios dinámicos y capacidades estructurales. Por lo tanto no es un estudio realizado desde el punto de vista de un experto ni para los mismos, sino más bien para aquellas personas que quieran introducirse en este mundo y quiera adquirir conocimientos de cierto nivel para seguir avanzando desde ellos.

Como conclusión, indicar que el trabajo ha supuesto un reto sumamente interesante para adquirir nuevos conocimientos y afianzar aquellos ya obtenidos durante los años de estudio del Grado.

### 3.17.2 Líneas Futuras

Tal y como se ha mencionado más de una vez a lo largo de este trabajo, el basculante es una parte fundamental de la suspensión de las motos de competición. En este trabajo se ha estudiado en profundidad el mecanismo de bieletas Pro-Link, diseñando y definiendo los componentes que la forman. Pero en cuanto al basculante, se ha realizado un prediseño de forma general, definiendo y estudiando rigideces, obteniendo sus valores sobre el diseño propuesto en aluminio y comparándolos con los resultados de un basculante tubular en forma de celosía realizado en acero.

También se han obtenido los cuatro primeros modos y frecuencias de vibración del basculante, ya que su estudio cobra cada vez más importancia en cuanto a la estabilidad de toda la motocicleta y su respuesta ante las diferentes perturbaciones que pueda sufrir en pista.

Pero sin embargo, todo ello no son más que el planteamiento inicial de lo que pueden ser estudios futuros en cuanto al estudio y desarrollo del basculante, ya que existirían infinidad de factores a estudiar para obtener el mejor de las basculantes posibles partiendo de la propuesta realizada en este trabajo.

A continuación detallamos varias líneas a seguir en un futuro para desarrollar el basculante.

- **Masa.** Tal y como obtuvimos, la masa del basculante propuesto es de 5,724kg. Esta masa cumple el objetivo inicial de encontrarse por debajo de los 6kg, pero con la adición de diferentes elementos (orejetas para unir al balancín, rodamientos, etc.), ganaría peso con lo que habría que intentar reducirlo. Para ello, habría que estudiar la forma más efectiva de realizarlo, ya que se cuenta con varias opciones: reducir el grosor de las chapas de aluminio a utilizar, realizar vaciados, (pasantes o no, si no son pasantes se pueden realizar manteniendo ciertos nervios), etc. Todo ello sin dejar de lado las condiciones de rigidez que tenemos, ya que el eliminar material puede implicar disminuir la rigidez, lo que a veces nos puede venir bien pero sin embargo, en otros casos sea un factor desfavorable. En la siguiente figura 3.244 podemos apreciar la nervadura interior del basculante de una YAMAHA FZ8 FAZER.



**Figura 3.248.** Basculante de una YAMAHA FZ8 FAZER

- **Forma del Basculante.** En el diseño propuesto, el basculante está triangulado hacia arriba, pero sin embargo, este basculante también podría estar triangulado hacia abajo o ser simétrico. Habría que estudiar, en función de la configuración de la motocicleta, que caso nos convendría más, y si habría diferencia de rigideces en función de cómo se triangule, etc.



**Figura 3.249.** Basculante triangulada simétrica (izda.) y triangulada inferior (dcha.).

- **Cadena.** Tal y como se ve en la figura 3.245 anterior, hay que tener en cuenta el paso necesario para la cadena. El tener que realizar un orificio para que la cadena pase, favorece la aligeración de peso del que se ha hablado en el primer punto.
- **Rigideces.** Tal y como se ha descrito en el capítulo dedicado al basculante, uno de los factores más importantes a tener en cuenta a la hora de diseñar el basculante, son las distintas rigideces del mismo en distintas direcciones. Las modificaciones mencionadas en los puntos anteriores modificarían la

rigidez inicial del basculante. Por ello, en cada modificación que se hiciera sobre la misma, habría que ir comprobando la evolución de las rigideces, ya que son el primer factor a tener en cuenta

- **Unión Basculante-Chasis.** Hay que estudiar también el tipo de unión que queremos entre basculante y chasis. Las cargas a soportar en este punto ya están estudiadas, con lo que habría que ver qué tipo de rodamientos se utilizan, y como se remata el basculante en este punto
- **Unión Basculante-Rueda. Tensor.** En este punto, tenemos un mecanismo de vital importancia que nos posiciona la rueda y tensa la cadena de la moto. Este mecanismo también se suele utilizar para aumentar o disminuir la distancia entre ejes de ruedas en función de las características de conducción del piloto. Este elemento se puede apreciar en la siguiente imagen 3.246. Estos tensores pueden tener distintas formas y mecanismos, con lo que habría que estudiar las clases de tensores que existen y amoldar alguno de ellos a nuestro basculante o idear uno nuevo.



**Figura 3.250.** Tensor de cadena.

- **Unión Basculante-Balancín.** El sistema de amortiguación Pro-Link que hemos desarrollado para la moto, tiene un punto de anclaje en el basculante. Habría que estudiar cómo se realiza este anclaje, ya sea por un par de orejetas u otro sistema. En la siguiente figura 3.247 vemos el sistema UniTrack (izquierda) donde en este caso es la bieleta lo que va unido al basculante, y Pro-Link (derecha)



**Figura 3.251.** Sistema UniTrack de suspensión (izda.) y Pro-Link (dcha.).

- **Resistencia del basculante frente a las cargas.** A la hora de prediseñar y dar forma al basculante, sólo se han tenido en cuenta las distintas rigideces. Pero sin embargo, hay que tener en cuenta que el basculante estará sometido a distintas cargas y tiene que ser capaz de aguantarlas sin romperse. Para ello, sabiendo las máximas cargas a las que estará sometido el basculante, habrá que realizar análisis por MEF para estudiar la capacidad del basculante y ver las diferentes tensiones que aparecen sobre el mismo, y comprobar que todas ellas están por debajo del límite de fluencia de la aleación de aluminio que estamos utilizando.
- **Sistema de regulación de la suspensión.** Tal y como hemos hecho hincapié desde el principio, la suspensión tiene que ser totalmente regulable. En el presente trabajo se han estudiado tres formas distintas de regular la suspensión, pero sólo hemos definido una de ellas: modificar la longitud de la bieleta. Otro modo de regular la suspensión era a través de la unión del balancín al basculante. Habría que estudiar cómo se podría realizar esa regulación a través de la unión de estos dos elementos.
- **Análisis modal.** Habría que estudiar más a fondo los efectos que tienen los modos y las frecuencias de vibración del basculante sobre la estabilidad de la motocicleta en la conducción, estudiar si nos interesa que el primer modo coincida con alguno de los ya vistos y como varía su frecuencia de vibración con los cambios que realizamos en el basculante.