

INSTITUTO UNIVERSITARIO AERONÁUTICO



Diseño y cálculo estructural de un chasis para una moto de competición

TRABAJO FINAL DE GRADO

MATÍAS GARCÍA

FRANCO PALMUCCI

DIRECTOR: ING. JUAN JROMEI

RESUMEN

En el presente trabajo final de grado, para la finalización de la carrera de Ingeniería Aeronáutica se presenta el diseño estructural y el proceso de producción de una motocicleta de competición, acompañado de una breve reseña histórica de diferentes arquitecturas estructurales. Este trabajo se llevo adelante dentro del marco del proyecto propuesto por la empresa Paolucci Racing Performance.

Agradecimientos

- A nuestros padres (y familiares) por ser el pilar fundamental en todo lo que somos, en toda nuestra educación, tanto académica, como de la vida, por su incondicional apoyo perfectamente mantenido a través del tiempo. Todo este trabajo ha sido posible gracias a ellos.
- A nuestros compañeros y amigos que siempre nos apoyaron.
- A nuestro director de trabajo final, Ing. Juan Jromei, por el seguimiento, acompañamiento y compromiso asumido.
- A Dios, por darnos la oportunidad de vivir y por estar con nosotros en cada paso que damos, por fortalecer nuestro corazón e iluminar nuestra mente y por haber puesto en nuestro camino a aquellas personas que han sido nuestro soporte y compañía durante todo el periodo de estudio.
- Por último, un especial agradecimiento al Ing. Andrés Liberatto por brindarnos su apoyo y conocimiento que fueron de gran importancia para la resolución de este trabajo.

Índice

| Capítulos | Página |
|---|-----------|
| Índice de Figuras | iv |
| Índice de Tablas | x |
| 1. Introducción | 1 |
| 1.1. Objetivos generales | 1 |
| 1.2. Destinatarios | 1 |
| 2. Requerimientos | 2 |
| 3. Estudios preliminares | 4 |
| 3.1. Definiciones generales | 4 |
| 3.1.1. Definición de términos | 8 |
| 3.2. Elección de la arquitectura del chasis a utilizar | 12 |
| 3.3. Dimensiones y parámetros generales | 15 |
| 3.3.1. Ergonomía | 18 |
| 3.4. Estudio de cargas que solicitan a la estructura | 19 |
| 3.4.1. Traslado de fuerzas y reacciones sobre la estructura | 23 |
| 3.5. Descripción softwares utilizados | 32 |
| 3.5.1. CATIA® | 32 |
| 3.5.2. ANSYS® | 33 |
| 4. Estudio y diseño preliminar de chasis | 34 |
| 4.1. Geometrías pre diseñadas | 34 |
| 4.2. Propiedades de los materiales | 35 |
| 4.3. Análisis de rigidez | 36 |
| 4.3.1. Modelo geométrico ANSYS® | 36 |
| 4.3.1.1. Discretización del dominio de cálculo (Mallado) | 37 |
| 4.3.1.2. Condiciones de contorno | 38 |
| 4.3.2. Resultados | 42 |
| 4.4. Re-diseño del chasis | 44 |
| 4.5. Optimización de la arquitectura final | 46 |
| 4.5.1. Modelo geométrico ANSYS® | 48 |
| 4.5.1.1. Discretización del dominio de cálculo (mallado) | 49 |
| 4.5.1.2. Condiciones de contorno | 50 |
| 4.5.2. Resultados | 52 |
| 4.5.3. Cargas transmitidas al motor | 56 |

| | | |
|---------------------|--|------------|
| 4.6. | Análisis de tensiones y deformaciones modelo final | 57 |
| 4.6.1. | Modelo geométrico ANSYS® | 57 |
| 4.6.1.1. | Discretización del dominio de cálculo (malla) | 61 |
| 4.6.1.2. | Condiciones de contorno | 61 |
| 4.6.2. | Resultados | 68 |
| 4.7. | Análisis de cordones de soldadura | 78 |
| 4.8. | Análisis pandeo modelo final | 82 |
| 5. | Diseño y cálculo preliminar del subchasis | 85 |
| 5.1. | Geometría del subchasis | 85 |
| 5.2. | Ensayo propuesto por MotoStudent | 86 |
| 5.2.1. | Condiciones de contorno y cargas | 87 |
| 5.2.2. | Resultados | 87 |
| 5.3. | Análisis de rigidez | 88 |
| 5.3.1. | Modelo geométrico ANSYS® | 88 |
| 5.3.1.1. | Discretización del dominio de cálculo (Mallado) | 89 |
| 5.3.1.2. | Condiciones de contorno y cargas | 90 |
| 5.3.2. | Resultados | 91 |
| 6. | Diseño y cálculo preliminar del basculante | 93 |
| 6.1. | Geometría del basculante | 93 |
| 6.1.1. | Propiedades del material | 93 |
| 6.1.2. | Análisis de rigidez | 94 |
| 6.1.2.1. | Discretización del dominio de cálculo (mallado) | 94 |
| 6.1.2.2. | Condiciones de contorno y cargas | 94 |
| 6.1.3. | Resultados | 96 |
| 7. | Análisis de suspensión trasera | 99 |
| 7.1. | Definición del mecanismo | 100 |
| 7.1.1. | Análisis de la cinemática del mecanismo | 101 |
| 7.1.2. | Resultados | 103 |
| 7.2. | Análisis de la suspensión trasera en ANSYS® | 103 |
| 7.2.1. | Modelo geométrico ANSYS® | 103 |
| 7.2.1.1. | Discretización del dominio de cálculo (mallado) | 105 |
| 7.2.2. | Resultados | 106 |
| 8. | Proceso de producción | 111 |
| 8.1. | Resumen de diseño del prototipo final | 130 |
| 8.1.1. | CG del prototipo final | 131 |
| 8.1.2. | Peso prototipo final | 132 |
| 9. | Conclusiones | 134 |
| A. | Cálculo de Cg | 135 |
| A.1. | Cálculo de la posición del centro de gravedad | 136 |
| B. | Planos partes a fabricar | 138 |
| Bibliografía | | 146 |

Índice de Figuras

| | |
|---|----|
| 3.1. Partes del chasis | 4 |
| 3.2. Parámetros geométricos | 5 |
| 3.3. Chasis simple cuna | 6 |
| 3.4. Chasis doble cuna | 6 |
| 3.5. Chasis tubular convencional | 7 |
| 3.6. Chasis tubular triangulado | 7 |
| 3.7. Chasis monoviga | 8 |
| 3.8. Chasis doble viga | 8 |
| 3.9. Modelo 2D con dimensiones en [mm] preliminares para el diseño (incluye modelo 3D del motor). | 16 |
| 3.10. Ejes de referencia. | 17 |
| 3.11. Ángulos de posición ergonómica - Ref. [1] | 18 |
| 3.12. Ergonomía - Prototipo final | 19 |
| 3.13. Diagrama fuerzas primer caso de carga | 20 |
| 3.14. Diagrama fuerzas segundo caso de carga | 20 |
| 3.15. Diagrama fuerzas tercer caso de carga | 21 |
| 3.16. Diagrama fuerzas cuarto caso de carga | 22 |
| 3.17. Diagrama fuerzas quinto caso de carga | 23 |
| 3.18. Traslado de fuerzas primer caso de carga - Pipa de dirección | 24 |
| 3.19. Traslado de fuerzas segundo caso de carga - Eje del basculante | 25 |
| 3.20. Traslado de fuerzas tercer caso de carga - Eje del basculante | 27 |
| 3.21. Traslado de fuerzas cuarto caso de carga - Rueda trasera | 28 |
| 3.22. Traslado de fuerzas cuarto caso de carga - Rueda delantera | 29 |
| 3.23. Traslado de fuerzas quinto caso de carga | 31 |
| 3.24. CATIA® | 32 |
| 3.25. ANSYS® | 33 |
| 4.1. Primer modelo de chasis | 35 |
| 4.2. Segundo modelo de chasis | 35 |
| 4.3. Geometría simplificada del modelo de líneas de la motocicleta realizado en ANSYS®. | 37 |
| 4.4. Vista frontal de la geometría simplificada del modelo de líneas de la motocicleta realizado en ANSYS®. | 37 |
| 4.5. Discretización del dominio de cálculo (mallado). | 38 |
| 4.6. Esquema de carga para análisis de rigidez lateral- Ref.[4] | 39 |
| 4.7. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección Y, a fin de contabilizar los efectos laterales que se producen en el chasis. | 39 |
| 4.8. Esquema de carga para análisis de rigidez longitudinal - Ref.[4] | 40 |

| | |
|--|----|
| 4.9. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección X (iguales y opuestas), a fin de contabilizar los efectos longitudinales que se producen en el chasis. | 40 |
| 4.10. Esquema de carga para análisis de rigidez torsional - Ref.[4] | 41 |
| 4.11. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección Y (iguales y opuestas), a fin de contabilizar los efectos torsionales que se producen en el chasis. | 41 |
| 4.12. Desplazamientos totales (en mm) para la condición de fuerzas laterales. | 42 |
| 4.13. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de fuerzas longitudinales. | 43 |
| 4.14. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de fuerzas orientadas con el eje Y para el calculo de la rigidez torsional. | 43 |
| 4.15. Arquitectura final del chasis - Vista isométrica | 45 |
| 4.16. Arquitectura final del chasis - Vista lateral | 45 |
| 4.17. Arquitectura final del chasis - Vista superior | 46 |
| 4.18. Numeración chasis - Vista superior | 47 |
| 4.19. Numeración chasis - Vista lateral derecha | 47 |
| 4.20. Numeración chasis - Vista lateral izquierda | 48 |
| 4.21. Modelo de líneas del último diseño chasis realizado en ANSYS®. | 49 |
| 4.22. Discretización del dominio de cálculo del diseño final del chasis (mallado). | 50 |
| 4.23. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección Y, a fin de contabilizar los efectos que se producen en el chasis. | 50 |
| 4.24. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección X (iguales y opuestas), a fin de contabilizar los efectos que se producen en el chasis. | 51 |
| 4.25. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección Y (iguales y opuestas), a fin de contabilizar los efectos que se producen en el chasis. | 51 |
| 4.26. Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis para la condición de fuerzas laterales. | 52 |
| 4.27. Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis para la condición de fuerzas longitudinales. | 53 |
| 4.28. Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis para la condición de fuerzas orientadas con el eje Y para el calculo de la rigidez torsional. | 53 |
| 4.29. Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis (optimizado) para la condición de fuerzas laterales. | 54 |
| 4.30. Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis (optimizado) para la condición de fuerzas longitudinales. | 55 |
| 4.31. Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis (optimizado) para la condición de fuerzas orientadas con el eje Y, para el calculo de la rigidez torsional. | 55 |
| 4.32. Anclaje delantero | 56 |
| 4.33. Anclaje trasero | 57 |
| 4.34. Geometría simplificada de la motocicleta para casos de carga simétricos (1,2,3). Las esferas representan puntos de masa que reemplazan a aquellos componentes con aporte significativo de masa, sin contribuir a la rigidez estructural del sistema. | 58 |
| 4.35. Geometría simplificada de la motocicleta para casos de carga no simétricos (4 y 5) con una inclinación lateral de 50 grados y puntos de masa G y B desplazados teniendo en cuenta el deslizamiento del piloto causado por la misma inclinación . Las esferas representan puntos de masa que reemplazan a aquellos componentes con aporte significativo de masa, sin contribuir a la rigidez estructural del sistema. | 58 |
| 4.36. Rigidez vertical de neumático. Se tuvo en cuenta la curva con una presión de 2,4 [bar]. | 59 |
| 4.37. Rigidez lateral del neumático. Se tuvo en cuenta la curva con una presión de 2,4 [bar]. | 59 |

| | |
|---|----|
| 4.38. Distribución de masas puntuales sobre la estructura para efectuar el análisis de los casos de carga | 60 |
| 4.39. Discretización del dominio de cálculo | 61 |
| 4.40. Puntos remotos (K y L) a lo cuales se le aplicó restricciones del tipo Remote Displacement | 61 |
| 4.41. Condiciones de borde aplicada sobre el neumático delantero (punto k) bajo solicitaciones del caso 1 | 62 |
| 4.42. Caso 1: Vinculación entre puntos de masa y la estructura. | 62 |
| 4.43. Condiciones de borde aplicada sobre el neumático delantero (punto k) bajo solicitaciones del caso 2 | 63 |
| 4.44. Condiciones de borde aplicada sobre el neumático trasero (punto L) bajo solicitaciones del caso 2 | 63 |
| 4.45. Caso 2: Vinculación entre puntos de masa y la estructura. | 64 |
| 4.46. Condiciones de borde aplicada sobre el neumático trasero (punto L) bajo solicitaciones del caso 3 | 64 |
| 4.47. Caso 3: Vinculación entre puntos de masa y la estructura. | 65 |
| 4.48. Condiciones de borde aplicada sobre el neumático delantero (punto k) bajo solicitaciones del caso 4 | 65 |
| 4.49. Condiciones de borde aplicada sobre el neumático trasero (punto L) bajo solicitaciones del caso 4 | 65 |
| 4.50. Caso 4: Vinculación entre puntos de masa y la estructura. | 66 |
| 4.51. Condiciones de borde aplicada sobre el neumático delantero (punto k) bajo solicitaciones del caso 5 | 66 |
| 4.52. Condiciones de borde aplicada sobre el neumático trasero (punto L) bajo solicitaciones del caso 5 | 67 |
| 4.53. Caso 5: Vinculación entre puntos de masa y la estructura. | 67 |
| 4.54. Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 1 | 68 |
| 4.55. Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 1 | 69 |
| 4.56. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 1 | 69 |
| 4.57. Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 2 | 70 |
| 4.58. Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 2 | 70 |
| 4.59. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 2 | 71 |
| 4.60. Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 3 | 71 |
| 4.61. Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 3 | 72 |
| 4.62. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 3 | 72 |
| 4.63. Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 4 | 73 |
| 4.64. Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 4 | 73 |
| 4.65. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 4 | 74 |
| 4.66. Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 5 | 74 |
| 4.67. Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 5 | 75 |
| 4.68. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 5 | 75 |
| 4.69. Tensión equivalente de Von-Mises escala logarítmica (en [MPa]) para la condición de carga 4 | 76 |
| 4.70. Partes del cordón de soldadura. | 78 |
| 4.71. Cálculo garganta de soldadura | 79 |
| 4.72. Chasis vista lateral | 80 |
| 4.73. Zona crítica de soldadura | 80 |
| 4.74. Vista lateral chasis con placas soldadas | 81 |
| 4.75. Placas soldadas - Vista ampliada | 81 |
| 4.76. Pandeo de tubos 14 y 23 con un factor multiplicador de 140,93. | 82 |

| | |
|--|-----|
| 4.77. Pandeo del tubo 31 con un factor multiplicador de 343,62. | 83 |
| 4.78. Pandeo del tubo 31 con un factor multiplicador de 135,59. | 83 |
| 4.79. Pandeo del tubo 23 con un factor multiplicador de 256,81. | 84 |
| 5.1. Subchasis - Vista lateral | 85 |
| 5.2. Subchasis - Vista frontal | 86 |
| 5.3. Subchasis - Vista isométrica | 86 |
| 5.4. Ensayo subchasis - MotoStudent(Ref. [1]) | 87 |
| 5.5. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la dirección Z, a fin de contabilizar los efectos que se producen en el subchasis. | 87 |
| 5.6. Desplazamientos totales (en [mm]) del subchasis sometido a 250 [kg] de carga. | 88 |
| 5.7. Geometría simplificada del modelo de líneas del subchasis realizado en ANSYS®. | 89 |
| 5.8. Discretización del dominio de cálculo (mallado). | 89 |
| 5.9. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la dirección Y, a fin de contabilizar los efectos que se producen en el subchasis. | 90 |
| 5.10. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la dirección Z, a fin de contabilizar los efectos que se producen en el subchasis. | 91 |
| 5.11. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de fuerzas laterales. | 91 |
| 5.12. Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de fuerzas verticales. | 92 |
| 6.1. Diseño preliminar basculante | 93 |
| 6.2. Discretización del dominio de calculo | 94 |
| 6.3. Esquema de carga para análisis de rigidez lateral- Ref. [2] | 95 |
| 6.4. Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la dirección Y en los orificios del eje de la rueda trasera (rojo), y las restricciones aplicadas en los orificios del eje que lo vinculan con las placas de sujeción (azul), a fin de contabilizar los efectos que se producen en el basculante. | 95 |
| 6.5. Esquema de carga para análisis de rigidez torsional- Ref. [2] | 96 |
| 6.6. Detalle del setup de fuerzas (iguales y opuestas) aplicadas en la dirección Z en los orificios del eje de la rueda trasera(rojo), y las restricciones aplicadas en los orificios del eje que lo vinculan con las placas de sujeción (azul), a fin de contabilizar los efectos que se producen en el basculante. | 96 |
| 6.7. Desplazamientos totales (en mm) del basculante para la condición de fuerzas orientadas con el eje Y, para el calculo de la rigidez lateral. | 97 |
| 6.8. Desplazamientos totales (en mm) del basculante para la condición de fuerzas orientadas con el eje Z, para el calculo de la rigidez torsional. | 97 |
| 6.9. Diseño final basculante | 98 |
| 7.1. Diseño del mecanismo mono-shock | 99 |
| 7.2. Amortiguador Hokun Mini Cross | 100 |
| 7.3. Mecanismo simplificado compuesto por dos barras inextensibles (r1), (r3), una concentración puntal de masa que agrupa la masa total del sistema lo cual ayudo a que el desarrollo matemático sea simplificado. | 101 |
| 7.4. Análisis mecanismo simplificado compuesto por dos barras inextensibles (r1), (r3) y un amortiguador sin masa, lo cual ayudo a que el desarrollo matemático sea simplificado. | 101 |
| 7.5. Geometría simplificada de la motocicleta para casos de carga simétricos (1,2,3.). Las esferas representan puntos de masa que reemplazan a aquellos componentes con aporte significativo de masa, sin contribuir a la rigidez estructural del sistema | 104 |

| | |
|--|-----|
| 7.6. Geometría simplificada de la motocicleta para casos de carga no simétricos (4 y 5) con una inclinación lateral de 50 grados y puntos de masa G y B desplazados teniendo en cuenta el deslizamiento del piloto causado por la misma inclinación . Las esferas representan puntos de masa que reemplazan a aquellos componentes con aporte significativo de masa, sin contribuir a la rigidez estructural del sistema | 104 |
| 7.7. Distribución de masas sobre la estructura con el agregado de basculante y resorte-amortiguador | 105 |
| 7.8. Discretización del dominio de cálculo | 106 |
| 7.9. Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 1 | 106 |
| 7.10. Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 2 | 107 |
| 7.11. Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 3 | 107 |
| 7.12. Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 4 | 108 |
| 7.13. Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 5 | 109 |
| 7.14. Lugar físico de diseño | 109 |
| 8.1. Vista lateral | 111 |
| 8.2. Vista isométrica | 112 |
| 8.3. Geometría chasis | 113 |
| 8.4. Vista lateral derecha - Numeración nodos | 114 |
| 8.5. Vista lateral izquierda - Numeración nodos | 114 |
| 8.6. Vista lateral derecha - Numeración bujes | 115 |
| 8.7. Vista lateral izquierda - Numeración bujes | 115 |
| 8.8. Vista isométrica | 116 |
| 8.9. Vista en corte plano ZX | 117 |
| 8.10. Vista lateral izquierda moto - Anclaje subchasis | 117 |
| 8.11. Posicion placas anclaje subchasis | 118 |
| 8.12. Vista superior - Numeración tubos | 118 |
| 8.13. Vista lateral derecha - Numeración tubos | 119 |
| 8.14. Vista lateral derecha - numeración tubos | 119 |
| 8.15. Vista lateral derecha - Numeración anclajes | 120 |
| 8.16. Vista lateral izquierda - Numeración anclajes | 121 |
| 8.17. Geometría basculante | 122 |
| 8.18. Geometría placas sujeción | 122 |
| 8.19. Vista superior - Eje amortiguador | 123 |
| 8.20. Geometría eje amortiguador | 124 |
| 8.21. Vista modelo completo - eje sujeción motor | 125 |
| 8.22. Geometría eje sujeción motor | 125 |
| 8.23. Vista modelo completo - eje sujeción motor | 126 |
| 8.24. Geometría eje sujeción motor | 126 |
| 8.25. Vista inferior modelo completo - buje porta rulemanes | 127 |
| 8.26. Geometría buje porta rulemanes | 127 |
| 8.27. Vista lateral modelo completo - buje separador basculante | 127 |
| 8.28. Geometría de los bujes separadores | 128 |

| | |
|---|-----|
| 8.29. Vista superior modelo completo - pedalines | 128 |
| 8.30. Geometría del pedalín izquierdo con los bujes | 129 |
| 8.31. Geometría del pedalín derecho con los bujes | 129 |
| 8.32. Vista lateral | 130 |
| 8.33. Vista isométrica | 131 |
| 8.34. Posición del CG | 132 |
| A.1. Dimensiones generales calculo C.G.- moto horizontal | 135 |
| A.2. Dimensiones generales calculo C.G.- moto rueda delantera elevada | 136 |
| B.1. Plano dimensiones basculante | 139 |
| B.2. Plano dimensiones placa de sujeción | 140 |
| B.3. Plano dimensiones buje porta rulemanes | 141 |
| B.4. Plano dimensiones eje amortiguador | 142 |
| B.5. Plano dimensiones eje motor delantero | 143 |
| B.6. Plano dimensiones eje motor trasero | 144 |
| B.7. Plano dimensiones pipa | 145 |

Índice de Tablas

| | |
|---|-----|
| 3.1. Valoración de la importancia | 12 |
| 3.2. Ponderación necesidades funcionales | 13 |
| 3.3. Valoración del cumplimiento | 13 |
| 3.4. Comparación configuración chasis | 13 |
| 3.5. Importancia por cumplimiento | 14 |
| 3.6. Masas componentes moto | 17 |
| 3.7. Valores de fuerzas y momentos primer caso de carga | 25 |
| 3.8. Valores de fuerzas y momentos segundo caso de carga | 26 |
| 3.9. Valores fuerzas tercer caso de carga | 27 |
| 3.10. Valores de fuerzas y momentos cuarto caso de carga | 29 |
| 3.11. Valores de fuerzas y momentos cuarto caso de carga | 30 |
| 3.12. Valores fuerzas y momentos quinto caso de carga | 32 |
| 4.1. AISI 4130 | 36 |
| 4.2. Aluminio7075 | 36 |
| 4.3. Valores de intervalos de rigideces | 36 |
| 4.4. Diámetros y espesores de los tubos del chasis | 48 |
| 4.5. Diámetros y espesores de los tubos del chasis optimizado | 49 |
| 4.6. Comparación de los dos modelos de chasis | 56 |
| 4.7. Valores de tensiones máximas en cada caso | 77 |
| 4.8. Detalle de tensiones equivalentes de Von-Mises afectadas por el factor de seguridad para las diferentes condiciones de carga | 77 |
| 4.9. Detalle de tensiones combinadas afectadas por el factor de seguridad para las diferentes condiciones de carga | 78 |
| 6.1. Rigideces basculante- Ref. [4] | 94 |
| 8.1. Dimensiones tubos chasis | 113 |
| 8.2. Dimensiones anclaje chasis | 116 |
| 8.3. Dimensiones tubos subchasis | 120 |
| 8.4. Dimensiones anclajes subchasis | 121 |
| 8.5. Dimensiones eje | 124 |
| 8.6. Dimensiones eje sujeción motor - delantero | 125 |
| 8.7. Dimensiones eje sujeción motor - trasero | 126 |
| 8.8. Dimensiones buje izquierdo | 128 |
| 8.9. Dimensiones buje derecho | 128 |
| 8.10. Dimensiones bujes pedalín izquierdo | 129 |
| 8.11. Dimensiones bujes pedalín derecho | 129 |
| 8.12. Comparación posición CG | 132 |

| | |
|---|-----|
| 8.13. Masas componentes diseñados | 133 |
| 8.14. Masas componentes moto original | 133 |



Capítulo 1

Introducción

A mediados del año 2016, la empresa Paolucci Racing Performance (empresa especializada en la fabricación de sistemas de escape y elementos de competición de alta calidad para motocicletas (Ref.[3])) propone al departamento de Mecánica Aeronáutica (DMA) de la facultad de Ingeniería del Instituto Universitario Aeronáutico, trabajar en conjunto en el diseño, y el proceso de producción de una motocicleta de velocidad, partiendo de la "Honda CBX Twister 250cc" (estándar).

El objetivo de la empresa es lograr que esta sea lo más competitiva posible y que se pueda llegar a utilizar en una categoría de competición. Los temas propuestos para cumplir con estos objetivos son:

- El estudio y potenciación del motor original.
- El diseño y desarrollo desde cero del chasis, subchasis y basculante.

En este trabajo se presenta el estudio y desarrollo estructural del chasis, subchasis y basculante, buscando alcanzar un prototipo de motocicleta de velocidad. Con el cual lograr obtener un buen desempeño en la pista y que este posea la mejor optimización posible.

1.1. Objetivos generales

A la hora de plantear el trabajo, fue necesario partir de objetivos a largo plazo que orientasen todas las acciones. Estos son:

1. Realizar el estudio y elección de arquitecturas de chasis para la motocicleta.
2. Realizar un estudio de la física que rige la dinámica de la motocicleta, con la intención de poder realizar un compendio de las características que debiera cumplir la estructura.
3. Ejecutar una recopilación de las características que el sistema debiera cumplir, de cara a la obtención de un diseño lo más satisfactorio posible.
4. Plantear una metodología de diseño que asegure el cumplimiento de todos los requerimientos.
5. Lograr un diseño que se adapte a las condiciones exigidas por una competición de alto nivel. Tanto en el aspecto de normativa como en el de exigencias mecánicas.

1.2. Destinatarios

Empresa Paolucci Racing Performance .



Capítulo 2

Requerimientos

Como en todo proyecto de diseño en ingeniería, el punto de partida es la definición de los requerimientos. Estos fueron designados por la empresa Paolucci Racing Performance en conjunto con el departamento de ingeniería, resultando:

■ **Requerimientos estructurales**

● **Rigidez del chasis, basculante y subchasis.**

Para una motocicleta de competición la rigidez del chasis y del basculante es de suma importancia ya que de ella depende el comportamiento de la misma en la pista. El comportamiento está influenciado por como la motocicleta se flexiona lateralmente, longitudinalmente y torsionalmente. La rigidez está relacionada con la deformación temporal que sufre la estructura cuando es sometida a cargas. El requerimiento es que el chasis y el basculante tengan una rigidez suficientemente alta para garantizar seguridad estructural. En el caso del subchasis, se trata de un elemento de escasa importancia en la rigidez general de la estructura en una motocicleta, el requerimiento que debe cumplir es que soporte el peso del piloto y que este se encuentre en la posición adecuada.

● **Resistencia de la bancada motor, anclaje basculante y anclaje manillar:**

El chasis y el basculante tendrán que ser capaces de soportar todas las cargas sin entrar en la zona plástica del material. Habrá situaciones en las que deben soportar el peso de todo el conjunto de la motocicleta más el peso del piloto debido a la transferencia de cargas.

Debido a que no se conoce el comportamiento y desempeño estructural del motor y para evitar un análisis sobre el mismo, ya que escapa a las incumbencias de este trabajo, se propuso que las cargas transferidas por el chasis a este sean bajas. Entonces, se tomó como requisito de diseño que el elemento estructural principal, en este caso el chasis, tome una carga mayor o igual al 80 % de las cargas totales.

■ **Requerimientos geométricos**

Se debe tener en cuenta la posibilidad de realizar cambios sobre la motocicleta en el menor tiempo posible, es decir que el chasis no impida el fácil acceso y la operación en los elementos modificables tales como los amortiguadores, carburador, filtros, bujía y hasta el propio motor. Esta función es necesaria en las motos de competición ya que se encuentran continuamente sometidas a cambios durante las carreras.

Como requerimiento para el diseño de la motocicleta, utilizar las siguientes partes estándar de la "Honda CBX 250 TWISTER":



- Ruedas: Emplear llantas de la moto estándar.
- Motor: Emplear dimensiones externas del motor de 250 [cc], como así también las distancias a los anclajes del motor.
- Suspensión: Emplear el conjunto amortiguador/resorte HOKUN Mini Cross (CAM) para la suspensión trasera. Para la suspensión delantera se va a utilizar la original de la moto estándar (máximo desplazamiento por compresión).

■ **Requerimientos de fabricación (materiales)**

Se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Mínimo peso
- Alta resistencia
- Disponibilidad del material en el país
- Procesos de fabricación, en función a la tecnología disponible
- Método de unión por soldadura

Capítulo 3

Estudios preliminares

3.1. Definiciones generales

El chasis o bastidor de la moto es la estructura que integra entre sí y sujeta tanto los componentes mecánicos, como el grupo moto-propulsor y la suspensión de las ruedas. Es considerado el componente más significativo de una moto, aportándole estabilidad en diferentes condiciones.

El chasis, que puede ser simple, de doble cuna, multitubular, de chapa estampada, doble viga, monocasco o autoportante, suele construirse preferentemente en acero o aluminio, y en casos más raros en magnesio, carbono ó titanio (en la figura se muestra un chasis de doble viga):

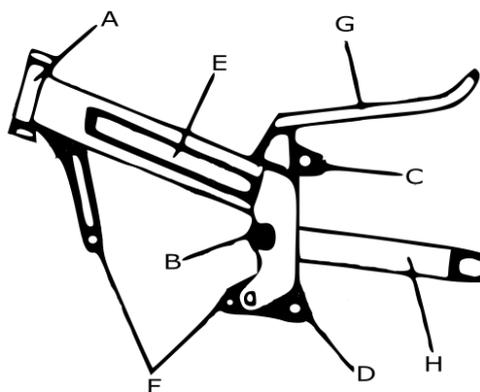


Figura 3.1: Partes del chasis

Como se observa en la figura 3.1, por una parte se tiene la zona de anclaje de la suspensión delantera "A" que se denomina "pipa de dirección". Por la propia estructura de la horquilla este punto se sitúa en la parte delantera, en la parte más alta del chasis. El otro punto de anclaje de la suspensión suele ser el eje del basculante "B", que debe combinarse con un soporte para el o los amortiguadores traseros "C", e incluso los anclajes de las bieletas de la suspensión trasera "D", si es que éstas existen.

Por otro lado, el chasis debe unir ambos anclajes con una estructura "E", y aquí es donde se pueden ver las diferentes variantes de chasis (multitubular, de viga, monocasco o autoportante). Otros elementos que debe tener el chasis son los anclajes para el motor "F", lo suficientemente resistentes como para que no les afecte ni el peso ni las vibraciones generadas por este cuando se encuentre en marcha. El motor es ocasionalmente parte de la estructura del chasis ya que, debido a su resistencia, puede realizar funciones portantes, permitiendo que el chasis sea más ligero.

Se debe sujetar al piloto mediante la estructura “G” (normalmente conocida como subchasis) y a los diferentes elementos accesorios como el tanque de combustible y el carenado. Si se incluye el basculante trasero “H” como un elemento del chasis, hay que señalar que esta pieza está sometida a grandes esfuerzos y que debe ser muy resistente.

Para hablar de la geometría se deben definir conceptos y dimensiones básicas, para ello se utilizará la siguiente figura:



Figura 3.2: Parámetros geométricos

El eje de dirección es la recta que pasa por la pipa de dirección del chasis y sobre la cual gira el sistema de dirección, entonces se define:

- **Avance de la rueda delantera:** Así se conoce a la distancia que existe a nivel de suelo entre el centro de la huella de contacto y el punto en el cual el eje de dirección interseca con el suelo. La rueda delantera y la trasera tienen su propio avance.
- **Ángulo de lanzamiento:** Es la inclinación hacia atrás que tiene el eje de dirección.
- **Adelanto de la horquilla:** La horquilla de la suspensión va unida al mecanismo de dirección a través de dos piezas puente, también llamadas tijas, que le proporcionan una posición adelantada a la horquilla con respecto a la pipa de dirección. Se mide en ángulo recto con respecto al eje de dirección.

Cuanto mayor es el avance de la rueda delantera más estable es la moto en recta y más difícil en las curvas, siendo las motos de competición las que suelen tener avances y lanzamientos pequeños para ser rápidas y efectivas en zonas de curvas, aunque por esa geometría se penalice en las rectas cuando el tren delantero se vuelve algo inestable. En el caso contrario se encuentran las motos con filosofía custom, que utilizan una geometría con un avance elevado. Donde resaltan las horquillas muy largas para una buena estabilidad de la moto en línea recta, pero muy penalizada a la hora de abordar curvas.

Una vez definido los parámetros geométricos (Ref. [4]), se procedió a definir los principales tipos de chasis:

■ Chasis Tubulares

Tipo de chasis basado en la soldadura de tubos de acero o aluminio que forman una red de largueros y travesaños alrededor del motor de la motocicleta. La ventaja de este chasis es, una elevada rigidez con un bajo índice de peso en función del material que se emplee ya sea acero al cromo molibdeno o aluminio. Dependiendo de la cantidad de tubos que partan de la pipa hacia el motor, existen varios tipos de chasis tubulares:

- **Chasis de simple cuna**

Son chasis de baja rigidez estructural por lo cual suelen ser montados en motos de baja potencia, scooters, custom, o que no presenten altas prestaciones para ser utilizadas.

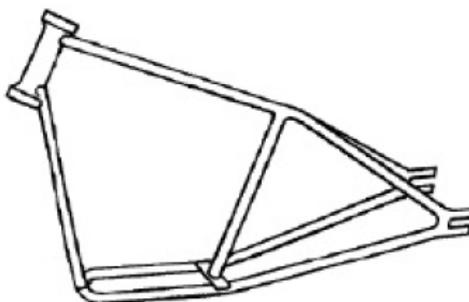


Figura 3.3: Chasis simple cuna

Los extremos inferiores del tubo frontal y del tubo del subchasis están separados y conectados de forma rígida por una cuna que abraza el motor.

- **Chasis de doble cuna**

Los bastidores de doble cuna son más rígidos que los de cuna simple por estar cerrado, formando una estructura más sólida, y sujetando la moto por sus laterales. En las ocasiones en las que el motor es muy grande, y el chasis dificulte la extracción de aquél, aparecen elementos desmontables, en los que las uniones estarán atornilladas, en lugar de estar soldadas.

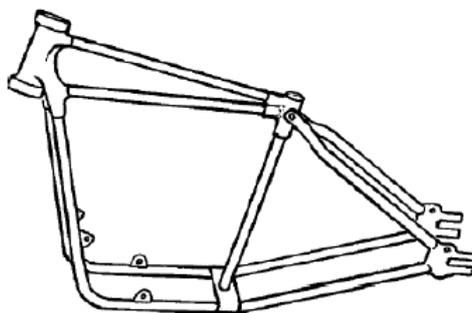


Figura 3.4: Chasis doble cuna

Existe otra clasificación posible para los chasis tubulares, dependiendo de la geometría que tengan los tubos entre sí, bien sea triangulada o no:

- **Tubular convencional**

Consiste en un conjunto de tubos de medio tamaño, curvados alrededor del motor para

conectar la pipa de dirección con el eje del basculante. El diámetro del tubo suele ser demasiado pequeño para conseguir ganar rigidez a flexión y a torsión, no consiguiendo una triangulación significativa. De esta manera muchos de estos chasis son relativamente flexibles y obtienen un buen comportamiento en carretera gracias a la rigidez que les proporciona el motor al que se vinculan. Este diseño queda determinado fundamentalmente por la disponibilidad de espacio, y por consideraciones de moda o estilo.

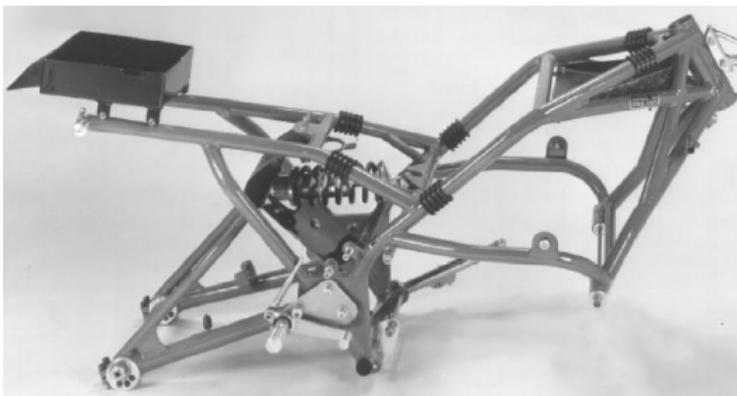


Figura 3.5: Chasis tubular convencional

- **Tubular triangulado**

El empleo de tubos largos de pequeño diámetro puede suponer un problema, ya que el motor los puede hacer vibrar, debido a sus fuerzas de inercia que no se encuentran en equilibrio. La solución es elevar la frecuencia propia de los tubos, bien haciéndolos más cortos o aumentando su diámetro.

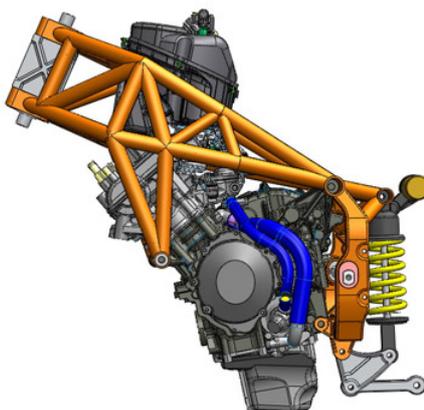


Figura 3.6: Chasis tubular triangulado

- **Chasis de viga**

El chasis de viga se enfrenta de otra manera al problema que supone lograr una resistencia apropiada a torsión y a flexión. Consiste en usar una viga (de sección circular o con otro tipo de geometría) de gran sección, en comparación con los tubulares, como pieza principal del chasis, de tal forma que se puede obtener un diseño con alto grado de rigidez y con gran ligereza, de manera simple. Los chasis de viga se clasifican de la siguiente manera:

- **Chasis monoviga**

Aquí se engloban diferentes chasis que usan elementos de gran sección para conseguir rigidez ante cargas de torsión y flexión. Las vigas también se pueden combinar por triangulación para obtener un diseño más práctico. El más importante de los chasis monoviga es el de espina central, dotado de una gran eficiencia estructural, pero en el que pueden surgir dificultades si se quiere dotar a la moto de un motor voluminoso. Este tipo de chasis es similar al chasis de doble cuna.

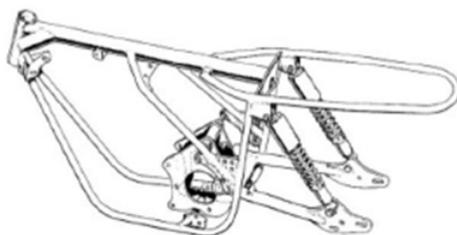


Figura 3.7: Chasis monoviga

- **Chasis de doble viga**

El diseño consiste en dos vigas, normalmente de aluminio, situadas a ambos lados del motor, uniendo la pipa de dirección con el alojamiento del eje del basculante. Desde el punto de vista estructural, el chasis de doble viga no es especialmente bueno, e incluso utilizando aluminio, no es un diseño que de lugar a un chasis demasiado ligero, sin embargo, muy pocos chasis de producción en serie se han hecho teniendo como prioridad fundamental la eficiencia estructural. Especialmente en competición, esta clase de chasis permite un acceso mucho más fácil para trabajar en el motor, en particular para acceder a carburadores o bujías. La eliminación de los tubos que rodeaban al motor por debajo y por delante, proporciona un espacio libre muy útil para los sistemas de escape y refrigeración.

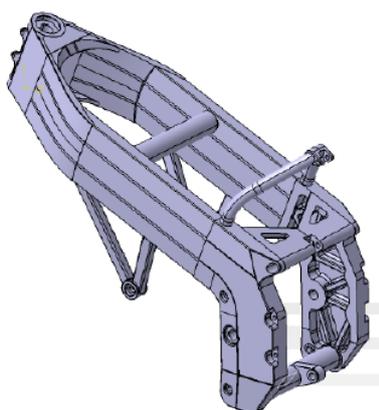


Figura 3.8: Chasis doble viga

3.1.1. Definición de términos

- **Rigidez:**

La rigidez es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones. Los coeficientes de rigidez son magnitudes físicas que cuantifican



la rigidez de un elemento resistente bajo diversas configuraciones de carga. Normalmente las rigidez se calculan como la razón entre una fuerza aplicada y el desplazamiento obtenido por la aplicación de esa fuerza.

$$K_i = \frac{F_i}{\delta_i} \quad (3.1)$$

Donde:

F_i es la fuerza estática sobre el cuerpo aplicada (en newtons).

δ_i es el desplazamiento producido (en milímetros) debido a la fuerza aplicada.

K_i es el valor de la rigidez en [N/mm].

La rigidez torsional se define como el momento aplicado entre el ángulo girado.

$$K = \frac{M}{\theta} \quad (3.2)$$

Donde:

M es el momento aplicado (fuerza por distancia) en Nmm.

θ es el ángulo girado en grados.

K es la rigidez expresada en [Nmm/°].

- **Propiedades de los materiales:** Describen el comportamiento de los materiales cuando son sometidos a las acciones de fuerzas externas. Estas son:
 - Elasticidad: propiedad de los materiales de recuperar su forma original cuando deja de actuar sobre ellos la fuerza que los deformaba. Un material muy elástico, después de hacer una fuerza sobre el y deformarlo, al sacar la fuerza vuelve a su forma original.
 - Plasticidad: propiedad de los cuerpos para adquirir deformaciones permanentes.
 - Maleabilidad: facilidad de un material para extenderse en láminas o planchas.
 - Ductilidad: propiedad de un material para extenderse formando cables o hilos.
 - Tenacidad: es la resistencia que ofrece un material a romperse cuando es golpeado.
 - Fragilidad: sería lo contrario a tenaz. Es la propiedad que tienen los cuerpos de romperse fácilmente cuando son golpeados.
 - Soldabilidad: facilidad de un material para poder soldarse consigo mismo o con otro material. Lógicamente los materiales con buena fusibilidad suelen tener buena soldabilidad.
- **Módulo de young:** El módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza. Para un material elástico lineal e isótropo, el módulo de Young tiene el mismo valor para una tracción que para una compresión, siendo una constante independiente del esfuerzo siempre que no exceda de un valor máximo denominado límite elástico.

Tanto el módulo de Young como el límite elástico son distintos para los diversos materiales. El módulo de elasticidad es una constante elástica que, al igual que el límite elástico, puede encontrarse empíricamente mediante ensayo de tracción del material.
- **Límite elástico:** 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 con deformaciones permanentes y no recupera espontáneamente su forma original al retirar las cargas.

Los materiales sometidos a tensiones superiores a su límite de elasticidad tienen un comportamiento plástico. Si las tensiones ejercidas continúan aumentando el material alcanza su punto de fractura. El límite elástico marca, por tanto, el paso del campo elástico a la zona de fluencia.

- **Requerimientos de Diseño Estructural:** Los requerimientos de diseño estructural, conforman un conjunto de criterios de cálculo que deben ser satisfechos en su totalidad a fin de garantizar la integridad estructural (no falla) de cada componente considerado, sujetos a las condiciones de carga.

El no cumplimiento de uno de ellos implica que el diseño/dimensionamiento debe ser modificado hasta que éste (y los demás) sea satisfecho.

- **Falla:** Se dice que ocurre una falla cuando un componente (o conjunto de componentes) deja de cumplir la función para la que fue concebido. Una estructura se diseña para realizar cierta tarea satisfactoriamente. Si algún elemento estructural sufre ciertos efectos que afectan negativamente a la función de la estructura, se puede considerar que el elemento ha fallado.
- **Pandeo como Columna:** Inestabilidad geométrica que implica el colapso de un elemento estructural que trabaja como columna.
- **Corte:** Falla (rotura) por corte de la sección de un pasador.
- **Margen de Seguridad:** Representa el exceso o defecto de resistencia (fluencia, rotura, pandeo, etc.) de un elemento estructural con relación a la carga/tensión actuante (última, límite o % de las anteriores). Es una relación que compara las cargas/tensiones actuantes con las cargas/tensiones admisibles.

$$M.S. = \frac{F_{adm}}{f_{act}} - 1 \quad (3.3)$$

Un **M.S.** cero o negativo, indica falla.

Un **M.S.** positivo, señala la "no ocurrencia" de la falla considerada.

Un **M.S.** excesivamente grande, señala ineficiencia estructural (baja relación resistencia-peso).

- **Factor de seguridad (F.S.):** Se definió con un valor de 1,2 (representa un 20 % del aumento de la carga sobre la estructura).
- **Utillaje:** Es el conjunto de herramientas que se pueden emplear de manera autónoma o conjunta con la maquinaria. Se encargan de optimizar la ejecución de las operaciones dentro del proceso de fabricación a través del posicionamiento y sujeción de piezas a un sistema de referencia para realizar acciones de distintas características. El concepto de utillaje en términos de contabilidad presenta una serie de objetivos, como son la disminución de los tiempos de fabricación, una mayor precisión en la elaboración de los artículos, reducción de los costes operativos, intercambiabilidad y un elevado grado de uniformidad.
- **Centro de gravedad:**

El centro de gravedad se trata del punto donde se concentra todo el peso de la motocicleta desde un punto de vista dinámico. Dependiendo de su ubicación, la motocicleta se comportará de una forma u otra ya que las transferencias de peso, agilidad y facilidad para inclinarla estará directamente relacionado con este.



Un centro de gravedad bajo produce un efecto de que la moto sea muy estable, por lo tanto dificulta la posibilidad de inclinarla. Por el contrario, un centro de gravedad alto hará que la moto sea mucho más "nerviosa" y fácil de inclinar entre las curvas.

De igual forma, un CG bajo produce que se transfiera menos masa relativa hacia la rueda delantera o trasera al frenar y acelerar respectivamente, mientras que uno alto causa que la moto sea más propensa a levantar la rueda trasera o delantera cuando se accionan los frenos o el acelerador.

El CG de la motocicleta es estático prácticamente, ya que todas las partes están firmemente ancladas entre sí. Sin embargo, varía con la posición del piloto y con el combustible, haciendo que el comportamiento de la moto sea diferente.

■ Estabilidad en una motocicleta:

Físicamente, una motocicleta es lo que llamamos un péndulo invertido. En un péndulo normal, tenemos un punto fijo y una masa que cuelga por debajo de él. Si movemos un poco la masa de su punto de equilibrio, la gravedad tirará de él y, por lo tanto, volverá a bajar por su propio peso. Es decir, un péndulo simple vuelve por sí sólo a la posición de equilibrio, decimos que es un sistema estable.

Sin embargo, una motocicleta funciona al revés. Puede mantenerse en equilibrio únicamente si el centro de gravedad permanece justo por encima de la línea que une ambas ruedas. Pero cualquier desviación, por pequeña que sea, hará que el peso la tire al suelo. Es decir, por sí solo el péndulo invertido tiende a alejarse de la posición de equilibrio, es un sistema inestable.

Para evitar desestabilizar la moto, se debe compensar tan rápido como sea posible, ante cualquier pequeña desviación que ocurra. Es imperativo hacer que el centro de gravedad vuelva a estar sobre la línea que une los puntos de contacto de cada rueda con el suelo. Esencialmente, hay dos formas de hacerlo.

La primera forma de conseguirlo es dejar las ruedas quietas, y simplemente cambiar de lugar el centro de gravedad para que vuelva a la línea de estabilidad. El cambio de posición de la masa del piloto, corrige la posición del centro de gravedad, recuperando la estabilidad.

La segunda forma consiste en dejar el centro de gravedad quieto y mover las ruedas de forma que la línea que las une vuelva a estar debajo del centro de gravedad. Esto se consigue, por supuesto, girando el manillar y avanzando (o retrocediendo) un poco. Al moverse unos centímetros con el manillar girado, la moto gira un poco. Por lo tanto, la línea que une ambas ruedas también gira, y se vuelve a situar debajo del centro de masas, recuperando la estabilidad.

De estas dos formas podemos mantener el equilibrio cuando la motocicleta está quieta, o se desplaza a muy poca velocidad. La primera de ellas funciona mejor en vehículos ligeros, como bicicletas o ciclomotores. En una moto grande, la masa de nuestro cuerpo es pequeña en comparación con la del conjunto, por lo que la influencia de nuestra postura es menor (aunque sigue existiendo). Por eso, en una moto grande, la mejor opción es mover el manillar.

Cuando la moto se está moviendo a gran velocidad, el panorama no cambia mucho. Es cierto que la tendencia de las ruedas a mantener el plano de su rotación puede compensar parte de las desviaciones laterales que se producen, pero este efecto giroscópico no es suficiente para mantener la estabilidad.

De hecho, se siguen teniendo las mismas opciones que antes: o bien el piloto se balancea un poco para mantener el equilibrio, o bien se gira el manillar.

Sin embargo, el método más útil es girar el manillar. Pero se debe hacer con sutileza, ya que si se mueve a gran velocidad, cualquier mínimo giro, se traduce en un desplazamiento lateral de la moto



muy exagerado. Por lo tanto, cuanto más rápido se va, es menos necesario mover el manubrio para mantener el equilibrio. De hecho, a grandes velocidades, las correcciones son tan mínimas que casi se realizan de forma inconsciente. El piloto tiene la sensación de que no le cuesta nada mantener el equilibrio.

3.2. Elección de la arquitectura del chasis a utilizar

En esta sección del trabajo se analizaron las diferentes opciones de arquitecturas. Del estudio de la misma se analizó la evolución del chasis para encontrar la configuración de chasis mas adecuada que cumpla con todos los requerimientos presentados anteriormente. Posterior a esto se seleccionaron tres configuraciones de chasis que cumplieron con nuestros objetivos, para luego confeccionar tablas de ponderación con el fin de seleccionar la arquitectura mas adecuada.

Para la designación de la mejor configuración se elaboró una matriz de decisiones de modo de evaluar las diferentes opciones. Esta técnica consiste en evaluar los diferentes tipos de chasis en función de distintos criterios tales como:

- Rigidez
- Cargas
- Peso
- Materiales
- Facilidad de fabricación y costo
- Espacio
- Facilidad de montaje (utillajes)
- Estética
- Resistencia a los impactos

Primero se valoró cada una de las necesidades funcionales según su importancia. Se dio un 3 a aquellas necesidades que sean de alta importancia, 2 a las de media y 1 a las de baja importancia:

| Importancia | Valor |
|-------------|-------|
| Alta | 3 |
| Media | 2 |
| Baja | 1 |

Tabla 3.1: Valoración de la importancia

La valoración de las necesidades funcionales según su importancia será:



| Necesidades Funcionales | Valoración |
|-------------------------|------------|
| Rigidez | 3 |
| Cargas | 3 |
| Peso | 3 |
| Material | 2 |
| Fabricación | |
| Dificultad | 3 |
| Costo | 2 |
| Espacio | 2 |
| Montaje | 2 |
| Estética | 1 |

Tabla 3.2: Ponderación necesidades funcionales

También se dió valoración al cumplimiento de los requerimientos por parte de cada configuración, siendo la escala utilizada:

| Cumplimiento | Valoración |
|--------------|------------|
| Muy Bien | 5 |
| Bien | 4 |
| Normal | 3 |
| Mal | 2 |
| Muy Mal | 1 |

Tabla 3.3: Valoración del cumplimiento

En función a dicha valoración se compararon las diferentes configuraciones de chasis:

| Necesidades \ Tipos de Chasis: | Doble Viga | Tubular triangulado | Tubular Convencional |
|--------------------------------|------------|---------------------|----------------------|
| Rigidez | 4 | 5 | 3 |
| Cargas | 5 | 5 | 4 |
| Peso | 4 | 3 | 3 |
| Material | 3 | 4 | 4 |
| Fabricación | | | |
| Dificultad | 3 | 4 | 4 |
| Costo | 2 | 4 | 3 |
| Espacio | 4 | 3 | 3 |
| Montaje | 4 | 3 | 2 |
| Estética | 4 | 4 | 2 |

Tabla 3.4: Comparación configuración chasis

Una vez realizado la valoración del cumplimiento de las necesidades funcionales por cada tipo de chasis, se efectuó una tabla con el producto entre la importancia y el cumplimiento.

| Importancia X Cumplimiento | | | |
|--------------------------------|------------|---------------------|----------------------|
| Necesidades \ Tipos de Chasis: | Doble Viga | Tubular triangulado | Tubular Convencional |
| Rigidez | 12 | 15 | 9 |
| Cargas | 15 | 15 | 12 |
| Peso | 12 | 9 | 9 |
| Material | 6 | 8 | 8 |
| Fabricación | | | |
| Dificultad | 9 | 12 | 12 |
| Costo | 4 | 8 | 6 |
| Espacio | 8 | 6 | 6 |
| Montaje | 8 | 6 | 4 |
| Estética | 4 | 4 | 2 |
| Suma | 78 | 83 | 68 |

Tabla 3.5: Importancia por cumplimiento

Se sumaron todos los resultados para obtener un valor representativo del cumplimiento de las necesidades, para tener una primera noción de cual podría ser la arquitectura mas conveniente.

En función de los resultados expresados en la tabla 3.5 se decidió que el tipo de chasis a utilizar es el tubular triangulado ya que la suma de ponderaciones es la mas alta.

En cumplimiento a los requerimientos, los materiales con características para el diseño del chasis son:

- **Acero al cromo-molibdeno:** El objetivo de este tipo de aleaciones Cromo-Molibdeno no es más que proveer al material de una fuerza suplementaria mientras se mantiene su soldabilidad así como la capacidad de deformación en frío, no siendo tampoco demasiado sensible al corte y a formarse muescas. Son aleaciones con poco contenido de carbono para precisamente facilitar la soldadura.
- **Acero Reynolds 631:** Se trata de un material que tiene muy buena disposición para ser trabajado en frío especialmente indicado para estructuras soldadas debido a su óptima soldabilidad mediante soldadura T.I.G. Apenas se produce distorsión y las tensiones internas que se dan por la soldadura son mínimas. Además la resistencia que se pierde debido al proceso de soldadura es casi insignificante.
- **Aluminio 7075:** El aluminio es un metal ligero, blando pero resistente. Su densidad es aproximadamente un tercio de la del acero, es muy maleable, dúctil y apto para el mecanizado y la fundición. Para el diseño de los pedalines se optó por el 7075 de la serie 7000 con gran resistencia a la tracción, este no es soldable, es bueno para ser mecanizado.

En relación a la rigidez del chasis se observó que esta es vital para su estabilidad. Normalmente la rigidez necesaria es función de la potencia del motor y de las características dinámicas.

A lo largo del desarrollo y diseño de motocicletas de competición en el mundo se utilizaron los siguientes valores de rigidez, plasmados en la bibliografía "Motorcycle Dynamics" (Ref. [2]). Estos valores de rigidez fueron evolucionando a lo largo del tiempo, en función de diferentes ensayos realizados en bancos de pruebas y en la pista, con el intercambio de datos con preparadores y pilotos para una mejora continua. Estos valores son:

- **Rigidez lateral en flexión:** debida a la aplicación de una carga lateral (transversal al sentido de la marcha) y de valor unitario en la pipa de la dirección. El rango de esta rigidez será de:

$$[1000 - 3000] [N/mm] \quad (3.4)$$



- **Rigidez vertical en flexión:** debida a la aplicación de una carga vertical de iguales características que la anterior. El rango de esta rigidez será de:

$$[5000 - 1000] [N/mm] \quad (3.5)$$

- **Rigidez torsional:** en este caso, se debe a la aplicación de dos cargas de valor unitario en la pipa de la dirección, en sentido contrario y que apliquen un par sobre la misma. El rango de esta rigidez será de:

$$[3000000 - 7000000] [Nmm/^\circ] \quad (3.6)$$

Al igual que el chasis, para el basculante se encontraron intervalos de rigidez (Ref. [2]), los cuales son:

- **Rigidez lateral:**

$$[800 - 1600] [N/mm] \quad (3.7)$$

- **Rigidez torsional:**

$$[1000000 - 2000000] [Nmm/^\circ] \quad (3.8)$$

Dichos rangos de valores fueron empleados en este trabajo para el diseño del chasis y basculante.

3.3. Dimensiones y parámetros generales

Para realizar el dimensionamiento de la motocicleta se tomaron parámetros generales obtenidos del reglamento del **MotoStudent** (competición internacional, promovida por la Fundación Moto Engineering Foundation, entre universidades de todo el mundo)(Ref. [1]), como así también se utilizaron las dimensiones de los componentes de la moto Honda CBX 250 que por requerimiento debieron ser utilizadas sin modificaciones.

En el modelo 2D figura 3.9 se incluyó el modelo 3D del motor con las dimensiones finales, ya que estas son fundamentales para realizar el diseño del chasis. Las posiciones de los anclajes del motor fueron obtenidas con una máquina de medición por coordenadas, facilitada por el **Instituto Técnico Renault** (Ref. [5]). En la siguiente figura se puede observar el esquema inicial de la motocicleta con las dimensiones físicas más relevantes para el comienzo del diseño de la motocicleta. Estas son:

- Ángulo de deslizamiento.
- Posición de la pipa de dirección.
- Posición anclajes del motor.
- Dimensiones externas del motor.
- Distancia entre ejes.

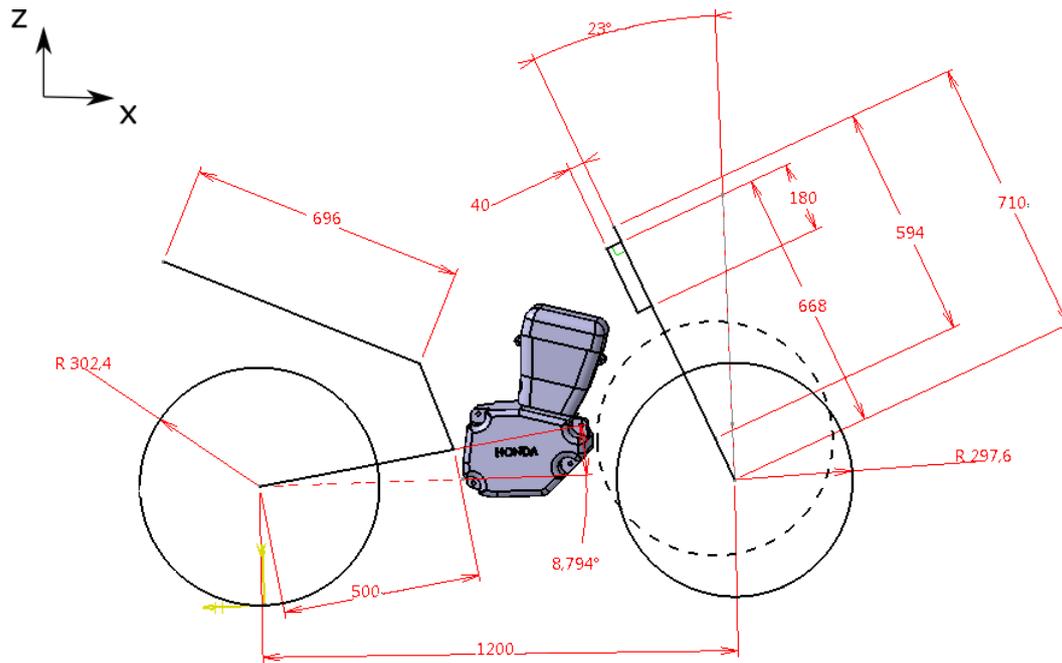


Figura 3.9: Modelo 2D con dimensiones en [mm] preliminares para el diseño (incluye modelo 3D del motor).

Adicionalmente la figura 3.9, muestra la línea de trazos discontinuos define el desplazamiento máximo de la rueda delantera, que tiene a causa de la compresión máxima del amortiguador delantero.

Se especificaron los ejes de referencia globales de la moto, los cuales se van a utilizar hasta el final del trabajo:

- El eje **X** se definió como el eje longitudinal de la moto, es decir en la dirección de circulación de la misma.
- El eje **Y** se definió como el eje transversal de la moto.
- El eje **Z** se definió como el eje vertical de la moto.

Los ejes están indicados en la siguiente figura:

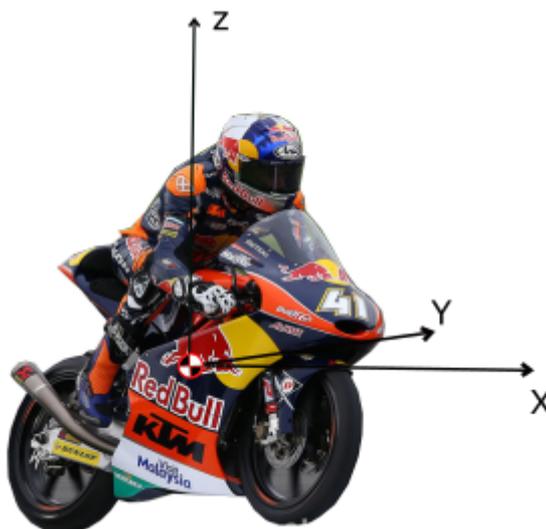


Figura 3.10: Ejes de referencia.

Asimismo, se realizó una tabla con las masas de los elementos mas importantes de la motocicleta para poder definir una masa de diseño (composición de masas de la motocicleta), para luego utilizarla en los cálculos. Los componentes tarados son de una motocicleta Honda CBX 250 originales de fábrica (estas masas son solo de referencia para establecer un valor de diseño). Los componentes que no se modifican por requerimiento van a ser utilizados en el prototipo final de la motocicleta.

La masa de los componentes de la motocicleta son:

| Elemento | Masa [kg] |
|---------------------------------|------------|
| Rueda delantera | 8,15 |
| Rueda trasera completa | 13,65 |
| Motor con aceite | 35,20 |
| Barral izquierdo | 3,45 |
| Barral derecho | 3,45 |
| Basculante | 4,90 |
| Suspensión trasera | 3,35 |
| Escape | 2,00 |
| Tanque mas combustible | 8,88 |
| Carburador | 0,74 |
| Cristo completo | 2,75 |
| Disco de freno | 0,95 |
| Masa de despiece | 87,47 |
| Masa del chasis mas componentes | 28,10 |
| Masa total | 115,56 |
| Masa de diseño | 110 |

Tabla 3.6: Masas componentes moto

3.3.1. Ergonomía

Otro punto importante en la verificación del prototipo final, es la ergonomía, en donde se corroboró lo siguiente (Ref. [1]):

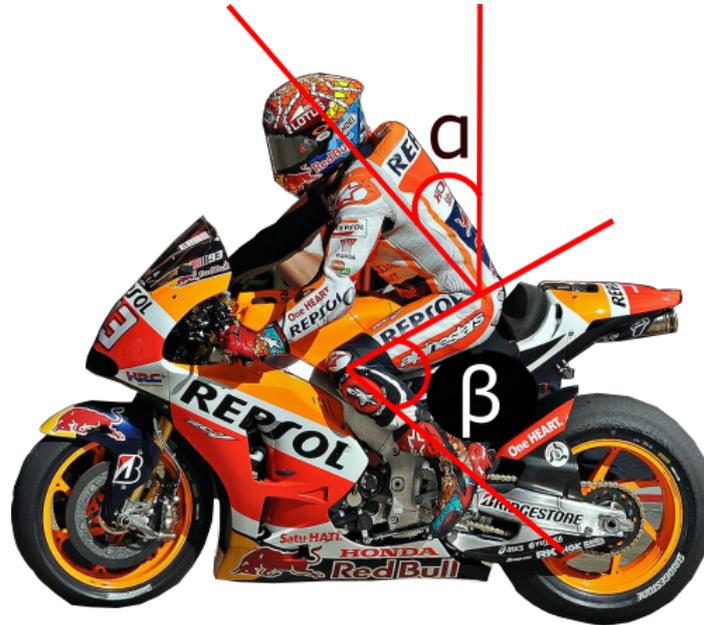


Figura 3.11: Ángulos de posición ergonómica - Ref. [1]

Donde:

α : Ángulo de la espalda con la vertical. Para una motocicleta deportiva se recomiendan ángulos entre 19° y 40° .

β : Ángulo de flexión de rodillas. Para una motocicleta deportiva se recomiendan ángulos entre 65° y 77° .

Para verificar estos ángulos, en CATIA® se encuentra el módulo de "Ergonomics Design and Analysis", en el cual se puede colocar un maniquí sobre el prototipo diseñado:

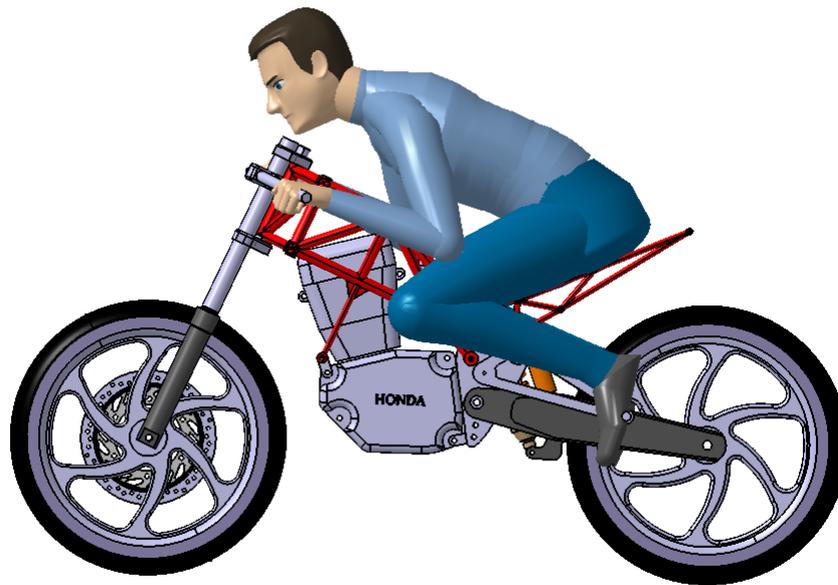


Figura 3.12: Ergonomía - Prototipo final

Para este análisis se utilizó un maniquí con una altura de 1,75 [m] y el resto de las características del percentil fueron las definidas por default en el software.

3.4. Estudio de cargas que solicitan a la estructura

El chasis tiene que ser capaz de soportar todas las cargas sin entrar en la zona plástica del material (requerimiento estructural). Con lo anterior, y una vez obtenida la configuración del chasis, se procede al cálculo de las cargas que solicitan a la estructura:

- **Estudio de la flexión longitudinal:** Un punto importante en la conducción de una motocicleta es el momento de la frenada (con la rueda delantera y/o trasera) y la máxima aceleración, donde la estructura debe ser capaz de soportar estos esfuerzos.

La deformación del chasis debe ser controlada, permaneciendo dentro de su rango elástico a lo largo del eje X. Y además para no perder estabilidad en la motocicleta, ni que los elementos vinculados a esta sufran deformaciones. Para ello se tuvieron en cuenta los siguientes casos de carga:

- **Primer caso de carga:** “ Fuerzas durante la máxima frenada con la rueda delantera”.

Para este caso se consideró que solamente se utiliza el freno delantero con la mayor fuerza de frenado posible. Esto someterá al chasis a una flexión máxima a lo largo del eje longitudinal. Con respecto al peso (constituido por la masa de la moto mas la masa de un piloto promedio), está aplicado verticalmente hacia abajo en el centro de gravedad, mientras que F_1 representa las reacciones a dicho peso, estando aplicado verticalmente hacia arriba en el punto de contacto entre el suelo y el neumático delantero. Por otro lado, F_{f1} será la fuerza de frenado en sentido opuesto al movimiento y F_I la fuerza de inercia de la masa. Las cargas se transmiten de la rueda delantera hacia la pipa de dirección.

El peso total se consideró de 195 kg, con piloto, combustible y aceite incluidos, y el coeficiente de rozamiento entre el suelo y los neumáticos se adopta de 1,2. Este valor para el coeficiente es el que se toma para competición.



Figura 3.13: Diagrama fuerzas primer caso de carga

- **Segundo caso de carga:** “Fuerzas durante la máxima frenada con la rueda trasera”

En este caso se tratan las fuerzas resultantes que aparecen si se produce una frenada máxima solo con la rueda trasera. Dicha situación solo se da en pequeños instantes de tiempo, al inicio de la frenada, justo antes de accionar el freno delantero como una estrategia para optimizar el frenado. Estas fuerzas afectarán significativamente menos al chasis, pero igualmente deben ser analizadas y tenidas en cuenta.

En este caso la fuerza normal está en las dos ruedas en todo momento. Por otro lado, F_{f2} será la fuerza de frenado en sentido opuesto al movimiento y F_I la fuerza de inercia de la masa. Las cargas se transmiten de la rueda delantera hacia la pipa de dirección, y en la rueda trasera a través del basculante.



Figura 3.14: Diagrama fuerzas segundo caso de carga

- **Tercer caso de carga:** “Fuerzas durante la máxima aceleración”

Para este caso solo se observarán las fuerzas a las que es sometida la moto durante la fase de máxima aceleración. Como se puede ver en la figura 3.15, la fuerza F_{f2} que provoca la

aceleración está situada en el punto de contacto entre el neumático trasero y el suelo, llevando el mismo sentido que el movimiento de la moto. F_I representa la fuerza que se opone a la aceleración debido a la inercia de la moto.

En la fase de máxima aceleración la rueda delantera estará a punto de despegarse del suelo, comenzando a girar la moto en sentido contrario al de las agujas del reloj sobre un eje imaginario situado en el punto de contacto entre el neumático trasero y el suelo.

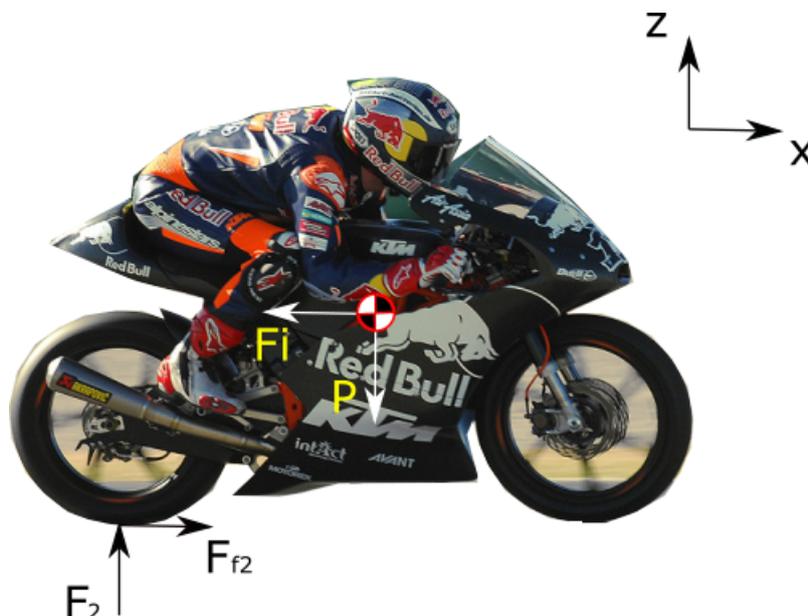


Figura 3.15: Diagrama fuerzas tercer caso de carga

- Estudio de la flexión lateral y la torsión:** Para llevar a cabo el giro en las curvas, el peso del conjunto motocicleta-piloto se desplaza hacia el lado deseado consiguiendo que la motocicleta se incline y comience el cambio de dirección.

Esto provoca que en pleno giro la única parte estructural que amortigua las irregularidades del terreno sea el propio chasis (inclinación máxima de la motocicleta 50°), ya que en esta situación la suspensión no trabaja de manera correcta. Esto se debe a que el peso del conjunto se encuentra prácticamente perpendicular al bástago del amortiguador, lo que impide el movimiento axial del amortiguador (compresión/expansión).

Por otra parte, se debe buscar la mínima torsión en el eje longitudinal provocado por las diferentes fuerzas que transmiten las ruedas al basculante y este al chasis.

El chasis se ve solicitado a un esfuerzo torsional cuando el piloto se encuentra inclinado en la curva. Este carga la mayor parte del peso sobre la rueda delantera para minimizar el radio de giro, lo que provoca un momento flector en la horquilla de suspensión que se transmite como un esfuerzo torsor al chasis, como así también la torsión transmitida por el basculante.

Para esto se tuvieron en cuenta los siguientes casos de carga:

- Cuarto caso de carga:** "Fuerzas generadas durante el pasaje a máxima velocidad por la curva"

Para este caso, se realizó un estudio para determinar el valor de las fuerzas que actúan sobre la motocicleta cuando ésta se encuentra en el punto de inclinación máxima en el eje Y. Para ello se considera la situación de máxima velocidad de paso por curva, en la cual no existen

ni fuerzas de aceleración ni fuerzas de frenada, por lo que todas las fuerzas van destinadas a vencer la fuerza centrífuga.

El vector resultante de la suma vectorial de F_1 y la fuerza normal esta alineado con el vector resultante de la suma vectorial de P y F_c (esta, es la fuerza centrífuga generada por el paso de la curva, que tiende a empujar a la moto hacia afuera del centro del radio de la curva), tanto en la rueda trasera como en la rueda delantera. En este caso la fuerza de rozamiento es la que se encarga de que la moto no desvíe su trayectoria, es decir que equilibra la fuerza centrífuga. Ver figura (3.14).

El punto de aplicación de fuerza entre los neumáticos y el asfalto se verá desplazado hacia la derecha respecto al plano de simetría vertical de la moto debido a la inclinación. Este efecto es compensado por el piloto, que durante el paso por la curva mantiene una posición “descolgado” hacia el interior de esta, moviendo así el centro de gravedad también hacia la derecha o izquierda (dependiendo de la curva). Este estado de carga provoca un esfuerzo de torsión a lo largo del eje X.

Para este caso se tiene en cuenta que el peso esta distribuido de manera diferente en ambas ruedas, 60% en la rueda delantera y 40% rueda trasera, debido a que en la curva el piloto inclina su cuerpo lateralmente y hacia adelante para maximizar el apoyo de la rueda delantera y disminuir el radio de giro. Las cargas se transmiten de la rueda delantera hacia la pipa de dirección, y en la rueda trasera a través del basculante. El traslado de las fuerzas y momentos se verá mas adelante.

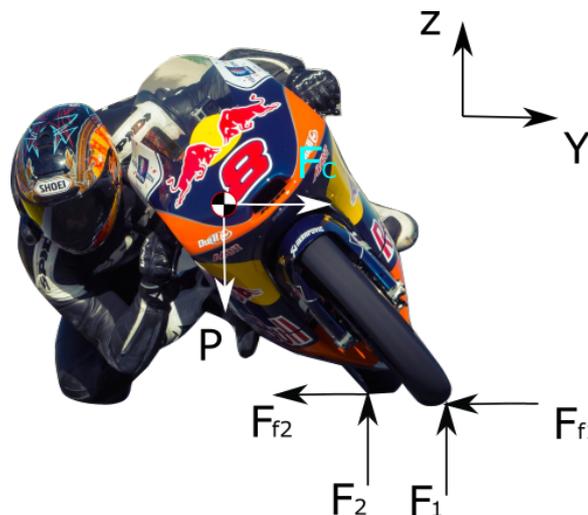


Figura 3.16: Diagrama fuerzas cuarto caso de carga

- **Quinto caso de carga:** “ Fuerzas generadas en la rueda delantera debido al paso por la curva con el radio de giro mínimo”

Por último, se tendrá en cuenta el caso del paso por la curva pero con el radio de mínimo de giro. Este caso se da cuando el piloto minimiza el radio de giro, llevando la mayor parte del peso a la rueda delantera.

Similar al caso anterior, con la diferencia que en este caso se genera una desaceleración con el freno delantero, esto produce que la distribución de peso se concentre mayormente en la rueda delantera, minimizando el radio de giro.

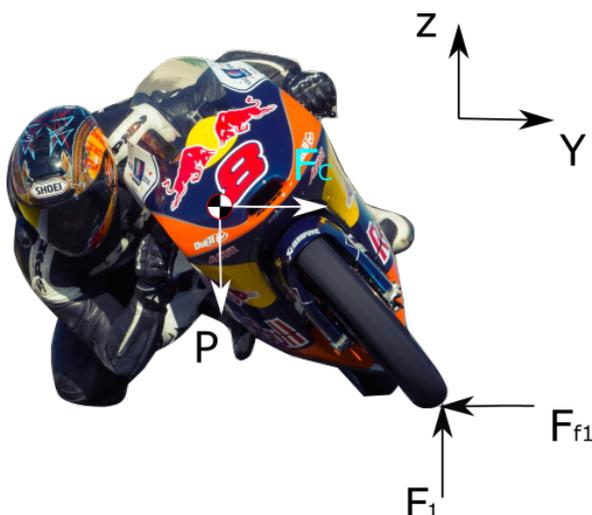


Figura 3.17: Diagrama fuerzas quinto caso de carga

3.4.1. Traslado de fuerzas y reacciones sobre la estructura

A continuación se presenta el traslado de las fuerzas y momentos generados por las mismas.

■ **Primer caso de carga:**

Primero se calcula el equilibrio de las fuerzas en el plano Z-X de la siguiente manera:

$$\sum F_x = 0 = F_i - F_f \quad (3.9)$$

$$F_i = F_f = \mu \cdot F_1 \quad (3.10)$$

$$\sum F_z = 0 = F_1 + F_2 - P \quad (3.11)$$

$$F_1 = P = [M_{moto} + M_{piloto}] \cdot 9,81 \quad (3.12)$$

Una vez que se realizó el equilibrio de fuerzas, se procedió al traslado de las mismas al centro de la pipa de dirección, ya que lo que se busca es averiguar como las fuerzas generadas afectan al chasis. Para llevar a cabo esto, se tuvo en cuenta que toda fuerza desplazada, se traslada la fuerza y el momento generado por dicha fuerza (multiplicando la fuerza por el brazo de palanca).

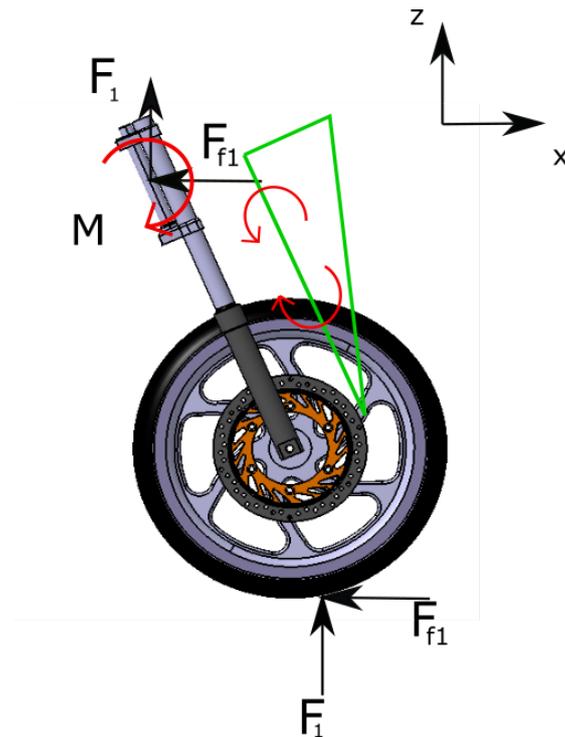


Figura 3.18: Traslado de fuerzas primer caso de carga - Pipa de dirección

Los momentos se calcularon de la siguiente manera:

$$M_1 = F_f \cdot [R_d + d \cdot \cos(\theta)] \quad (3.13)$$

$$M_2 = F_1 \cdot d \cdot \sin(\theta) \quad (3.14)$$

Donde R_d es el radio de la rueda delantera con un valor de $R_d = 0,2976[m]$ (ver figura 3.9), d es la distancia desde el eje de la rueda delantera hasta el centro de la pipa con un valor de $d = 0,51[m]$ y θ es el ángulo de lanzamiento con un valor de $\theta = 23^\circ$

Resultando el momento total como:

$$M_{total} = M_1 - M_2 \quad (3.15)$$

Los resultados de las fuerzas y momentos son:

| 1 ^{er} Caso de Carga | |
|-------------------------------|--------------|
| Fuerzas | Valor |
| P | 1912,95 [N] |
| F ₁ | 1912,95 [N] |
| F ₂ | 0 [N] |
| F _f | 2295,54 [N] |
| M ₁ | 1760,81 [Nm] |
| M ₂ | 381,2 [Nm] |
| M _{total} | 1379,61 [Nm] |

Tabla 3.7: Valores de fuerzas y momentos primer caso de carga

▪ **Segundo caso de carga:**

En este caso se supone que la distribución de pesos de la moto es del 50 % en la rueda delantera y 50 % en la rueda trasera. Planteando el equilibrio en el plano Z-X se obtuvo:

$$F_1 = F_2 = P/2 = [M_{moto} + M_{piloto}] \cdot 9,81 \cdot 0,5 \quad (3.16)$$

Se obtiene:

$$\sum F_x = 0 = F_i - F_f \quad (3.17)$$

$$F_i = F_f = \mu \cdot F_2 \quad (3.18)$$

$$\sum F_z = 0 = F_1 + F_2 - P \quad (3.19)$$

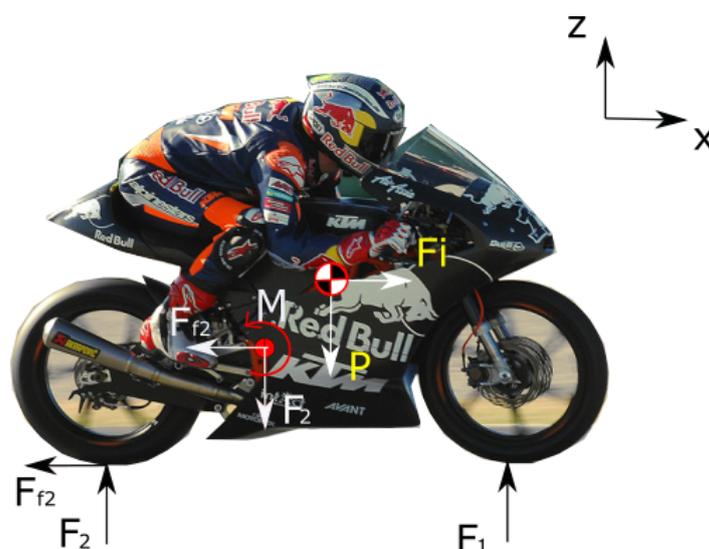


Figura 3.19: Traslado de fuerzas segundo caso de carga - Eje del basculante

Los momentos se calcularon de la siguiente manera:



$$M_1 = F_f \cdot [R_t + d \cdot \sin(\alpha)] \quad (3.20)$$

$$M_2 = F_2 \cdot d \cdot \cos(\alpha) \quad (3.21)$$

Donde R_t es el radio de la rueda trasera con un valor de $R_d = 0,3024[m]$, d es la longitud del basculante $d=0,52 [m]$ y α es el ángulo generado entre el basculante y un eje horizontal que pasa por el centro de la rueda trasera $\alpha = 8,794^\circ$

Resultando el momento total como:

$$M_{total} = M_1 + M_2 \quad (3.22)$$

Los resultados de las fuerzas y momentos son:

| 2 ^{do} Caso de carga | |
|-------------------------------|-------------|
| Fuerzas | Valor |
| P | 1912,95 [N] |
| F₁ | 1645 [N] |
| F₂ | 267 [N] |
| F_f | 1147,77 [N] |
| M₁ | 438,33 [Nm] |
| M₂ | 491,53 [Nm] |
| M_{total} | 929,9 [Nm] |

Tabla 3.8: Valores de fuerzas y momentos segundo caso de carga

■ **Tercer caso de carga:**

En este caso se supone que todo el peso se concentra en la rueda trasera, aumentando la tracción de la misma. Nuevamente, planteando el equilibrio en el plano Z-X se obtuvo:

$$F_1 = 0 \quad (3.23)$$

$$\sum F_x = 0 = F_i - F_f \quad (3.24)$$

$$F_i = F_f = \mu \cdot F_2 \quad (3.25)$$

$$\sum F_z = 0 = F_2 - P \quad (3.26)$$

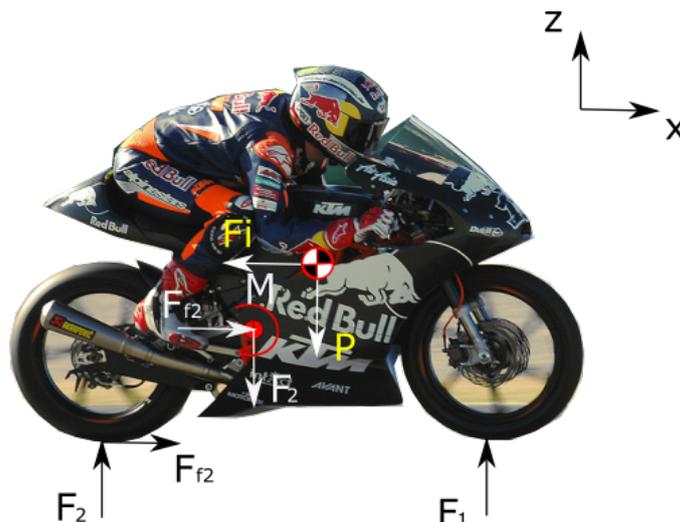


Figura 3.20: Traslado de fuerzas tercer caso de carga - Eje del basculante

En referencia a este caso solo se calcularon las fuerzas, ya que para trasladarlas se debería conocer la posición del anclaje del amortiguador trasero, que es el encargado de absorber estas. Esto se realizará en un estudio posterior.

Por lo tanto los valores de las fuerzas son:

| 3 ^{er} Caso de carga | |
|-------------------------------|-------------|
| Fuerzas | Valor |
| P | 1912,95 [N] |
| F₁ | 0 [N] |
| F₂ | 1912,95 [N] |
| F_f | 2295,54 [N] |

Tabla 3.9: Valores fuerzas tercer caso de carga

■ **Cuarto caso de carga:**

En este caso, el análisis en ambas ruedas es similar, lo único que cambia es la distribución de pesos y como se transfiere la carga al chasis (rueda delantera a través de la pipa de dirección y rueda trasera a través del basculante) sometiendo a la estructura a un estado torsional a lo largo del eje X. Se tiene:

$$\sum F_z = 0 = F_1 + F_2 - P \quad (3.27)$$

Donde $F_1 = 0,6.P$ y $F_2 = 0,4.P$.

- Rueda Trasera: Planteando el equilibrio en el plano Z-Y se obtuvo:

$$\sum F_y = 0 = F_c - F_f \quad (3.28)$$

$$F_c = F_f = \mu * F_2 = \mu \cdot 9,81 \cdot 0,4.[M_{moto} + M_{piloto}] \quad (3.29)$$

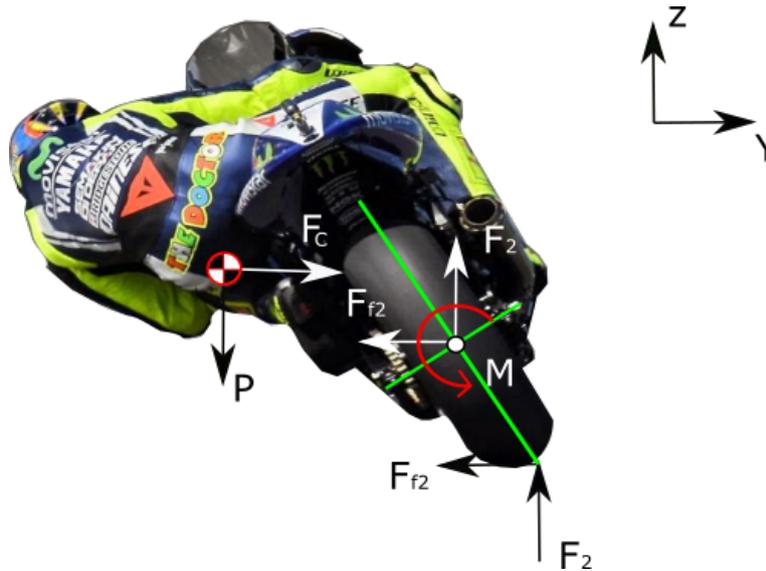


Figura 3.21: Traslado de fuerzas cuarto caso de carga - Rueda trasera

Los momentos se calcularon de la siguiente manera:

$$M_1 = F_f \cdot [a \cdot \sin(\phi)] \quad (3.30)$$

$$M_2 = F_2 \cdot [a \cdot \cos(\phi)] \quad (3.31)$$

Donde a es la distancia desde el piso hasta el centro del eje del anclaje del basculante con el chasis, con un valor de $a = 0,382[m]$ y ϕ es el ángulo de inclinación de la moto, que en este caso se supuso $\phi = 50^\circ$.

A estos momentos hay que sumarle el momento torsor generado por la excentricidad de las fuerzas, ya que las fuerzas no se encuentran aplicadas en el centro de la cubierta, sino que están desplazadas al extremo derecho o izquierdo dependiendo para que lado gire la moto. Para ello se calcula la fuerza resultante compuesta por la fuerzas normal y la fuerza de rozamiento:

$$F_t = \sqrt{F_2^2 + F_f^2} \quad (3.32)$$

Y el momento generado por dicha fuerzas se calcula como:

$$M_t = F_t \cdot m \quad (3.33)$$

Donde m es la mitad del ancho de la cubierta trasera, resultando $m = 0,056[m]$.

Resultando el momento total como:

$$M_{total} = M_1 - M_2 + M_t \quad (3.34)$$

Los resultados de las fuerzas y momentos para este caso son:

| 4 ^{to} Caso de carga | |
|-------------------------------|-------------|
| Fuerzas | Valor |
| Rueda Trasera | |
| P | 1012,95[N] |
| F₂ | 765,18[N] |
| F_f | 918,22 [N] |
| F_t | 1195,25 [N] |
| M₁ | 269 [Nm] |
| M₂ | 187,85 [Nm] |
| M_t | 66,93 [Nm] |
| M_{total} | 148,12 [NM] |

Tabla 3.10: Valores de fuerzas y momentos cuarto caso de carga

- Rueda Delantera: Nuevamente, planteando el equilibrio en el plano Z-Y se obtuvo:

$$\sum F_y = 0 = F_c - F_f \quad (3.35)$$

$$F_c = F_f = \mu \cdot F_2 = \mu \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot [M_{moto} + M_{piloto}] \quad (3.36)$$

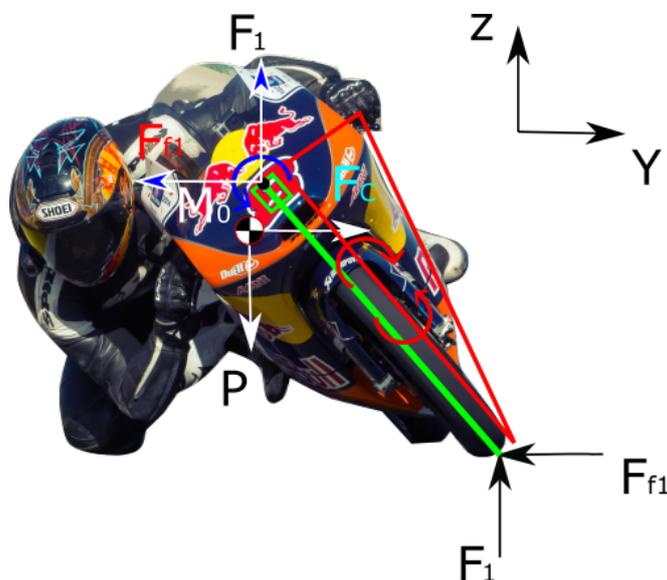


Figura 3.22: Traslado de fuerzas cuarto caso de carga - Rueda delantera

Los momentos se calcularon de la siguiente manera:

$$M_1 = F_f \cdot [w \cdot \sin(\phi)] \quad (3.37)$$

$$M_2 = F_1 \cdot [w \cdot \cos(\phi)] \quad (3.38)$$

Donde w es la distancia desde el piso hasta el centro de la pipa de dirección, con un valor de $w = 0,8076[m]$ y ϕ es el ángulo de inclinación de la moto, que en este caso se supuso $\phi = 50^\circ$.

$$F_t = \sqrt{F_1^2 + F_f^2} \quad (3.39)$$

Y el momento generado por dicha fuerzas se calcula como:

$$M_t = F_t \cdot t \quad (3.40)$$

Donde t es la mitad del ancho de la cubierta delantera, resultando $t = 0,05[m]$.

Resultando el momento total como:

$$M_{total} = M_1 - M_2 + M_t \quad (3.41)$$

Los resultados de las fuerzas y momentos para este caso son:

| 4 ^{to} Caso de carga | |
|-------------------------------|-------------|
| Fuerzas | Valor |
| Rueda delantera | |
| P | 1912,95 [N] |
| F₁ | 1147,77 [N] |
| F_f | 1377,32 [N] |
| F_t | 1729,9 [N] |
| M₁ | 851,2 [Nm] |
| M₂ | 595,7 [Nm] |
| M_t | 89,64 [Nm] |
| M_{total} | 345,14 [Nm] |

Tabla 3.11: Valores de fuerzas y momentos cuarto caso de carga

- **Quinto caso de carga:** Para este caso, planteando el equilibrio en el plano Z-Y se obtuvo lo siguiente:

$$\sum F_z = 0 = F_1 - P \quad (3.42)$$

$$\sum F_y = 0 = F_c - F_f \quad (3.43)$$

$$F_c = F_f = \mu \cdot F_1 = \mu \cdot 9,81 \cdot [M_{moto} + M_{piloto}] \quad (3.44)$$

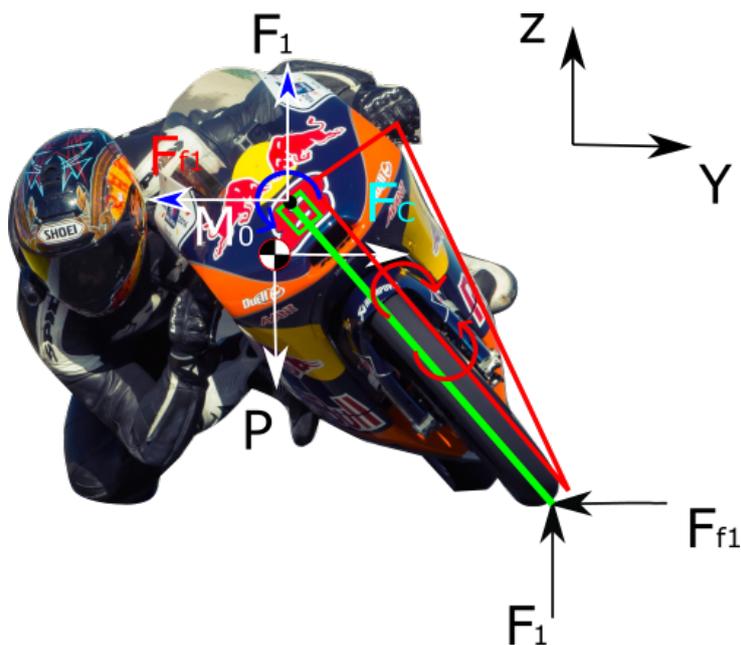


Figura 3.23: Traslado de fuerzas quinto caso de carga

Los momentos se calcularon de la siguiente manera:

$$M_1 = F_f \cdot [w \cdot \sin(\phi)] \quad (3.45)$$

$$M_2 = F_1 \cdot [w \cdot \cos(\phi)] \quad (3.46)$$

$$F_t = \sqrt{F_1^2 + F_f^2} \quad (3.47)$$

Y el momento generado por dicha fuerzas se calcula como:

$$M_t = F_t \cdot t \quad (3.48)$$

Donde $t = 0,05[m]$.

Resultando el momento total como:

$$M_{total} = M_1 - M_2 + M_t \quad (3.49)$$

Los resultados de las fuerzas y momentos para este caso son:

| 5 ^{to} Caso de carga | |
|-------------------------------|--------------|
| Fuerzas | Valor |
| Rueda delantera | |
| P | 1912,95 [N] |
| F₁ | 1912,95 [N] |
| F_f | 2295,54 [N] |
| F_t | 2988,12 [N] |
| M₁ | 1418,64 [Nm] |
| M₂ | 992,82 [Nm] |
| M_t | 149,41 [Nm] |
| M_{total} | 575,23 [Nm] |

Tabla 3.12: Valores fuerzas y momentos quinto caso de carga

3.5. Descripción softwares utilizados

3.5.1. CATIA®



Figura 3.24: CATIA®

CATIA® (Computer-Aided Three Dimensional Interactive Application) es un software de diseño, fabricación e ingeniería asistida por computadora realizado por Dassault Systèmes. Está desarrollado para proporcionar apoyo desde la concepción del diseño hasta la producción y el análisis de productos.

Fue inicialmente desarrollado para servir en la industria aeronáutica. CATIA también es ampliamente usado en la industria del automóvil para el diseño y desarrollo de diferentes componentes. Concretamente empresas como el Grupo VW (Volkswagen, Audi, SEAT y Škoda), BMW, Renault, Peugeot, Daimler AG, Chrysler, Smart y Porsche hacen un amplio uso del programa.

CATIA®, que se basa en la plataforma 3DEXPERIENCE de Dassault Systèmes, ofrece lo siguiente:

- Entorno de diseño social basado en una fuente única de autenticidad, al que se accede mediante potentes paneles en 3D que impulsan la inteligencia empresarial, el diseño simultáneo en tiempo real y la colaboración de todas las partes interesadas, incluidos los trabajadores móviles.

- 3DEXPERIENCE ofrece una experiencia intuitiva con funcionalidades de modelado y simulación en 3D de primer nivel que optimizan la eficacia de todos los usuarios tanto experimentados como esporádicos.
- Se trata de una plataforma inclusiva de desarrollo de productos que resulta fácil de integrar con los procesos y las herramientas existentes. Esto permite que varias disciplinas aprovechen las eficaces e integradas aplicaciones especializadas en todas las fases del proceso de desarrollo de los productos.

3.5.2. ANSYS®

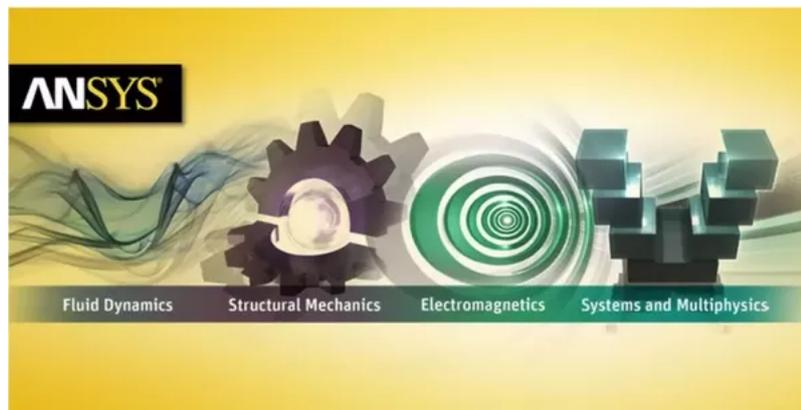


Figura 3.25: ANSYS®

ANSYS® es un software que ayuda a encontrar soluciones a problemas de ingeniería a través de la teoría de los elementos finitos para estructuras y de los volúmenes finitos para fluidos.

Se utiliza para cálculos estáticos y dinámicos, resuelve problemas lineales y no lineales para estructuras, transferencia de calor, dinámica de fluidos, problemas acústicos y electromagnéticos. ANSYS® está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador (creación de geometría y mallado), procesador y post-procesador. Tanto el pre-procesador como el post-procesador están provistos de una interfaz gráfica.

Este software es usado también en ingeniería civil y eléctrica, física y química.



Capítulo 4

Estudio y diseño preliminar de chasis

Se prosiguió a generar una estructura con arquitectura reticulada teniendo en cuenta los siguientes parámetros físicos delimitados en el diseño preliminar de la motocicleta (ver figura 3.9):

- Ángulo de deslizamiento.
- Posición de la pipa de dirección.
- Posición anclajes del motor.
- Dimensiones externas del motor.
- Distancia entre ejes.

Teniendo estos parámetros, se partió desde el extremo superior de la pipa, generando el triángulo principal, luego los laterales rodeando el motor y finalmente uniendo los tubos a las placas de sujeción y a los anclajes que sujetan el motor. Las placas son las encargadas de vincular al chasis con el motor y el basculante.

Se decidió que la estructura esté compuesta por tubos de sección circular sin costura, este ha sido el más común en la producción de chasis y no sólo porque es menos costoso que otros tipos de tubos, sino que también es la mejor sección para resistir cargas de torsión y de compresión y es también capaz de resistir cargas de flexión en cualquier dirección por igual.

4.1. Geometrías pre diseñadas

En relación con lo explicado anteriormente, se decidió generar dos pre diseños, los cuales surgieron de dos ideas diferentes. El concepto en el que se basó la arquitectura del primer modelo fue realizar placas de mayor tamaño, las cuales admiten mayor distribución de cargas y vinculan el chasis con el motor. No obstante, el segundo modelo posee placas de menor tamaño, y la vinculación entre la parte trasera del chasis y el motor es directa. Los tubos de sección circular fueron definidos con un diámetro exterior de 22,225 [mm] y un espesor de 1,2 [mm] como se muestra en las siguientes figuras:

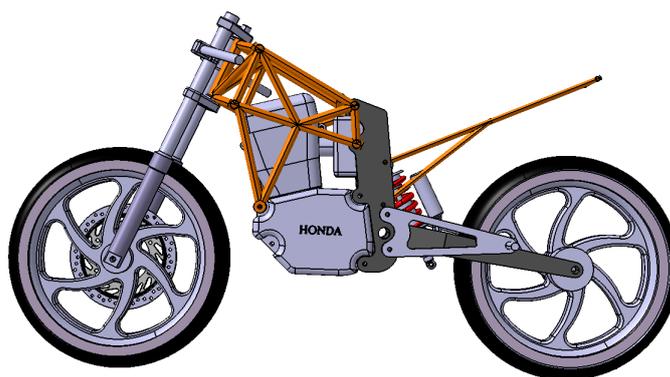


Figura 4.1: Primer modelo de chasis

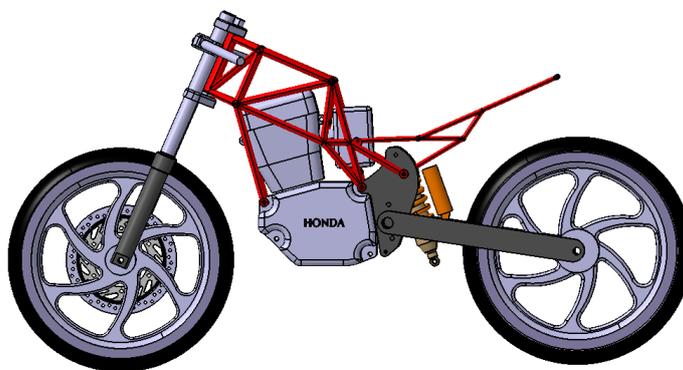


Figura 4.2: Segundo modelo de chasis

La selección del modelo estuvo a cargo de la empresa Paolucci Racing Performance. Esta eligió el segundo modelo de chasis justificando dicha elección por la arquitectura del mismo y diseño de las placas de sujeción.

4.2. Propiedades de los materiales

En la instancia anterior se estudiaron los posibles materiales a utilizar. Los materiales que cumplen las características necesarias para el diseño del chasis y las placas de sujeción son:

- **Acero al cromo-molibdeno**
- **Acero Reynolds 631**
- **Aluminio 7075**

De estos tres materiales se van a utilizar solo dos. Para el chasis y subchasis se utilizará acero al cromo-molibdeno (AISI 4130) y para las placas que vinculan chasis, subchasis y basculante se utilizará aluminio 7075.

Para el caso del AISI 4130 lo proveerá la empresa "ArAvia" (Ref. [6]) especializada en productos aeronáuticos y para el caso del aluminio 7075 será provisto por la empresa "DelMetal" (Ref. [7]).

Las propiedades de los materiales se extrajeron del Military Handbook [8] el cual utiliza base estadística para la presentación de las propiedades de diseño de los materiales. Estas son:



| Propiedades material AISI 4130 | [ksi] | [MPa] |
|--------------------------------|-------|-----------|
| E | 29000 | 2,00 E+05 |
| Fcy | 70 | 483 |
| Ftu | 90 | 621 |
| G | 11 | 76 |
| μ | 0,32 | |

Tabla 4.1: AISI 4130

| Propiedades del material Al 7075 | [ksi] | [MPa] |
|----------------------------------|-------|-----------|
| E | 10500 | 7,24 E+04 |
| Fcy | 67 | 462 |
| Ftu | 76 | 524 |
| G | 3,87 | 2,67 E04 |
| μ | 0,33 | |

Tabla 4.2: Aluminio7075

Para cualesquiera de los casos, los modelos de material empleados, asumen las siguientes hipótesis: homogéneo, elástico, lineal e isotrópico.

4.3. Análisis de rigidez

En el análisis de la rigidez del chasis se busca cumplir con los siguientes rangos de rigidez (Ref. [2]):

| | |
|--------------------------|---------------------------|
| Rigidez Lateral | 1000 - 3000 [N/mm] |
| Rigidez Vertical | 5000 - 10000 [N/mm] |
| Rigidez Torsional | 3000000 - 7000000 [Nmm/°] |

Tabla 4.3: Valores de intervalos de rigideces

4.3.1. Modelo geométrico ANSYS®

Para poder realizar el análisis, se exportó el archivo del modelo de chasis (solo las líneas de centros de los tubos) generado en CATIA®, como formato .stp para poder introducir el mismo en el programa de elementos finitos ANSYS®. En dicho programa se cargó el modelo de líneas, el carter del motor con sus respectivos anclajes y las placas que vinculan el chasis con el basculante sirviendo de apoyo al motor.

Se generó un modelo con las líneas neutras (líneas de centros de tubos) de cada tubo que compone al chasis, con el fin de obtener buenos resultados y con el menor costo computacional posible. Es por ello que no se utiliza el modelo de tubos sólidos ya que la información que entrega el software es la misma que se adquiere con el modelo propuesto anteriormente pero a un elevado costo computacional. El modelo realizado es el que se muestra en las siguientes figuras:

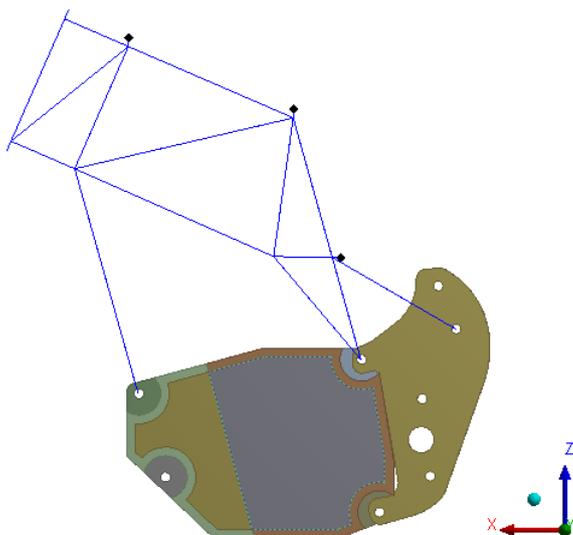


Figura 4.3: Geometría simplificada del modelo de líneas de la motocicleta realizado en ANSYS®.

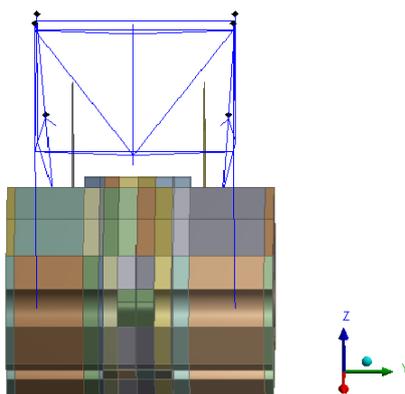


Figura 4.4: Vista frontal de la geometría simplificada del modelo de líneas de la motocicleta realizado en ANSYS®.

En las figuras 4.3 y 4.4 se observa el modelo de líneas del chasis anclado al carter del motor y las dos placas que lo vinculan con el basculante. A la geometría del carter del motor se le practicaron múltiples cortes con el propósito de generar dominios que faciliten la construcción de una malla de calidad adecuada (ver figuras 4.3 y 4.4).

Los diámetros y espesores de los tubos fueron asignados sobre el modelo de línea. Los diámetros definidos fueron de 7/8 de pulgadas (22,225 [mm]) con un espesor de 1,2 [mm] para todos los tubos del chasis a diferencia de la pipa que se colocó un espesor de 3,2 [mm]. Además, se realizó un vaciado del carter, asignándole un espesor promedio, para evitar que el software lo interprete como un sólido macizo. El espesor asignado a las placas es de 15 mm.

4.3.1.1. Discretización del dominio de cálculo (Mallado)

El modelo de elementos finitos utiliza una malla mixta formada por elementos de líneas y elementos de volumen. Los elementos de línea (vigas) se emplean para modelar el chasis, subchasis y los sólidos de volumen se emplean para modelar los demás componentes 3D. Esto se puede observar en la siguiente figura:

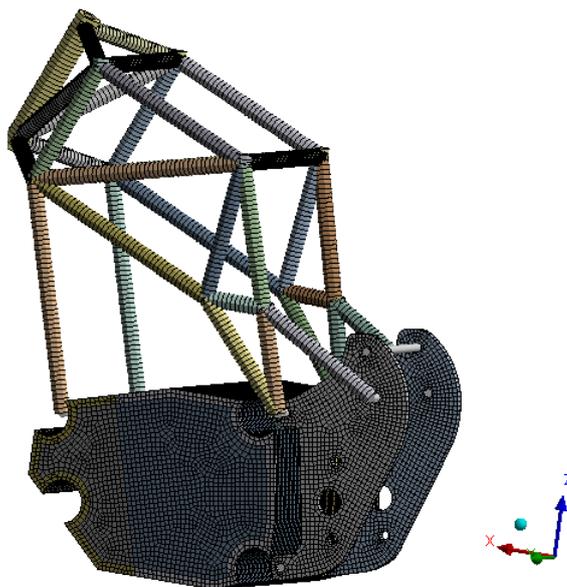


Figura 4.5: Discretización del dominio de cálculo (mallado).

La malla cuenta con 108 K nodos y 40 K elementos. Esta discretización se considera adecuada ya que la calidad de los elementos es elevada con un promedio del 92,4 % de elementos de este tipo. Como un aspecto negativo, se puede destacar la gran cantidad de singularidades, en su mayoría de origen geométrico, que impiden una convergencia de malla adecuada para las tensiones, en muchas regiones de todo el modelo. Parte de las singularidades se deben a la geometría original, otras son consecuencia de las simplificaciones realizadas (ausencia de radios, vínculos puntuales o de líneas, etc.).

4.3.1.2. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno y cargas fueron separadas para cada caso de análisis:

- **Rigidez lateral:**

En este análisis se trata de valorar la rigidez lateral del chasis intentando independizarla de la torsión que se produce en la pipa tras aplicar una carga lateral. Para ello se aplican dos cargas laterales en la misma dirección en los extremos de la pipa y se mide la deformación lateral de esta (realizando un promedio de las deformaciones del extremo superior e inferior de la pipa), restringiendo el desplazamiento del anclaje del basculante como se observa en la siguiente figura:

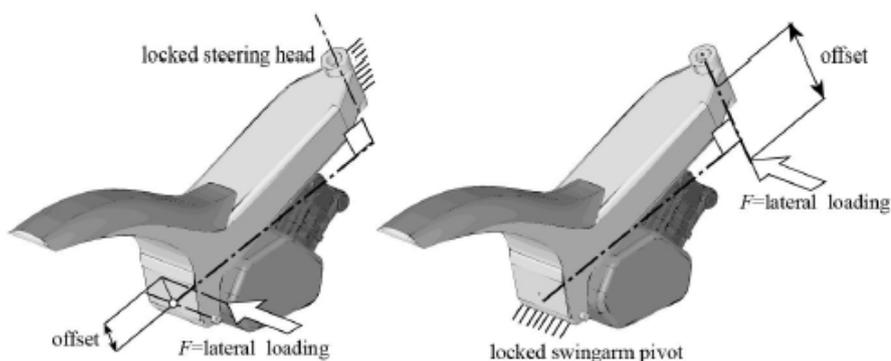


Figura 4.6: Esquema de carga para análisis de rigidez lateral- Ref.[4]

Una vez que se realizó el mallado, se colocaron fuerzas de 0,5 [N] de igual sentido y dirección en la pipa y se restringieron las placas sobre el anclaje del basculante, tal como se observa a continuación:

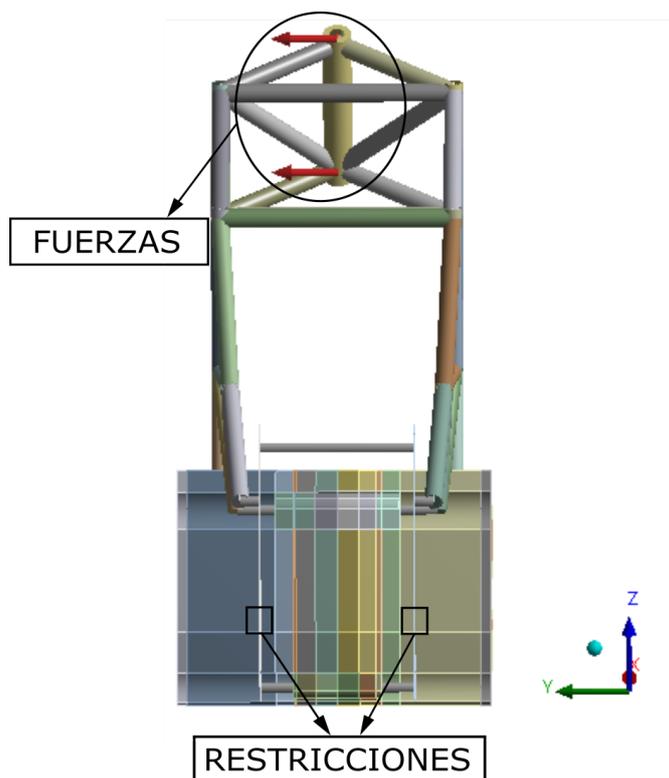


Figura 4.7: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección Y, a fin de contabilizar los efectos laterales que se producen en el chasis.

- **Rigidez vertical (longitudinal):** Este análisis trata de reproducir las fuerzas que se transmiten a través de la horquilla a la pipa de dirección durante una frenada. Se trata de simplificar al máximo las fuerzas, de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano longitudinal de la motocicleta.

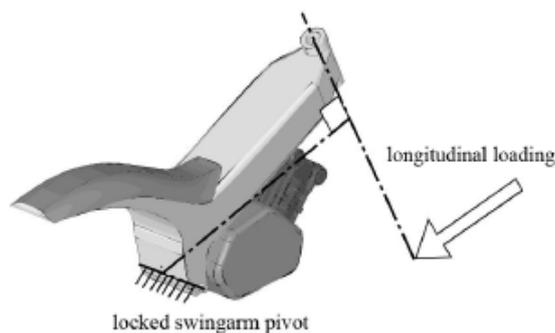


Figura 4.8: Esquema de carga para análisis de rigidez longitudinal - Ref.[4]

Se repite el procedimiento anterior, siendo la configuración de carga tal como se observa en la siguiente imagen:

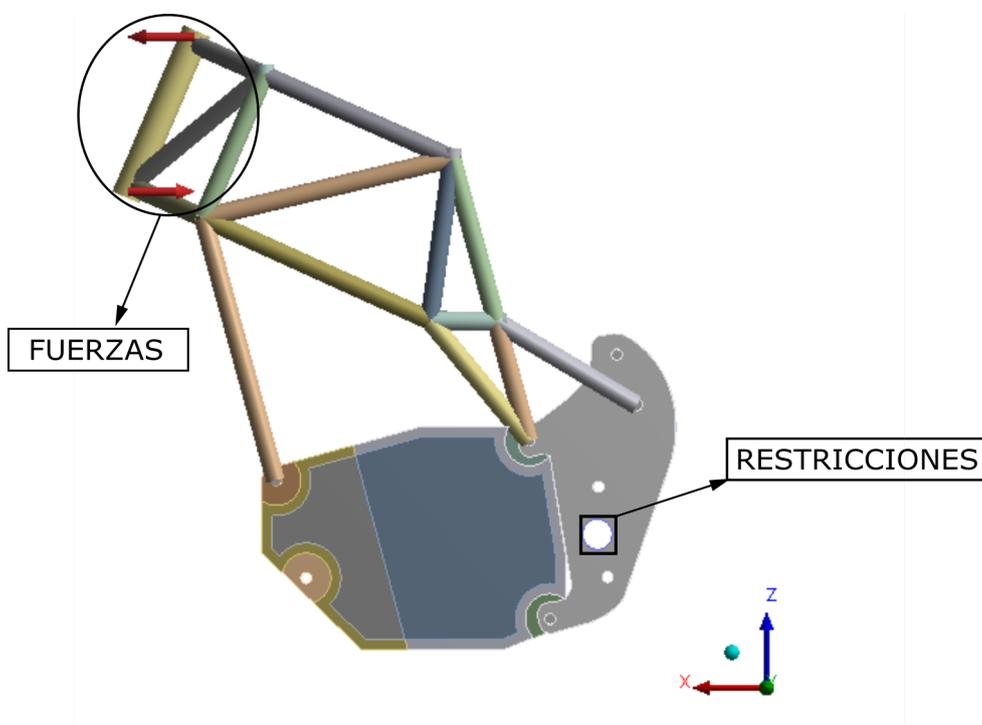


Figura 4.9: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección X (iguales y opuestas), a fin de contabilizar los efectos longitudinales que se producen en el chasis.

■ Rigidez torsional:

Este estudio trata de reproducir las fuerzas laterales que se transmiten a través de la horquilla a la pipa de dirección durante una curva. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano transversal de la motocicleta. Al igual que en los ensayos anteriores se introducirá un modelo de líneas en el programa ANSYS®.

Las condiciones de carga serán fuerzas iguales en magnitud pero en diferente sentido en la dirección Y de manera de torsionar la pipa y verificar el desplazamiento de la misma, restringiendo el eje del basculante:

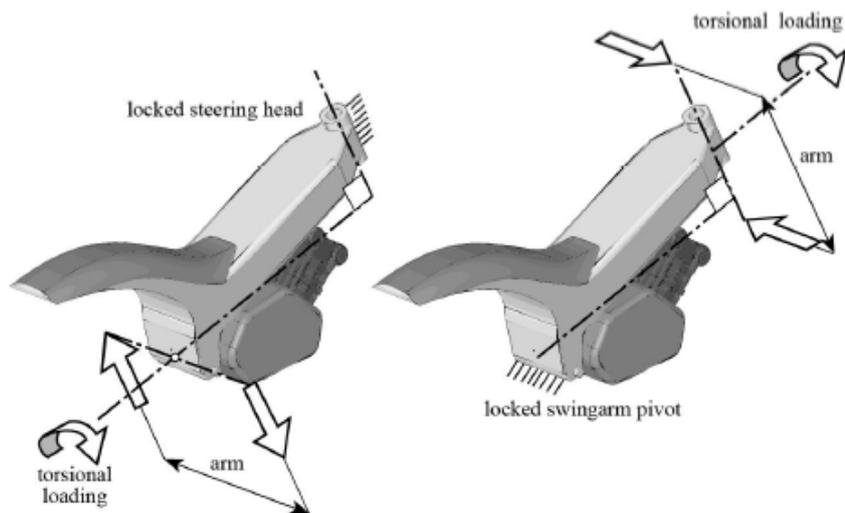


Figura 4.10: Esquema de carga para análisis de rigidez torsional - Ref.[4]

El modelo de línea utilizado es el mismo que en los casos anteriores, con la diferencia que en este caso se colocaron fuerzas de 0,5 Newtons, opuestas en la parte inferior y superior de la pipa de dirección. También se restringió el eje del basculante:

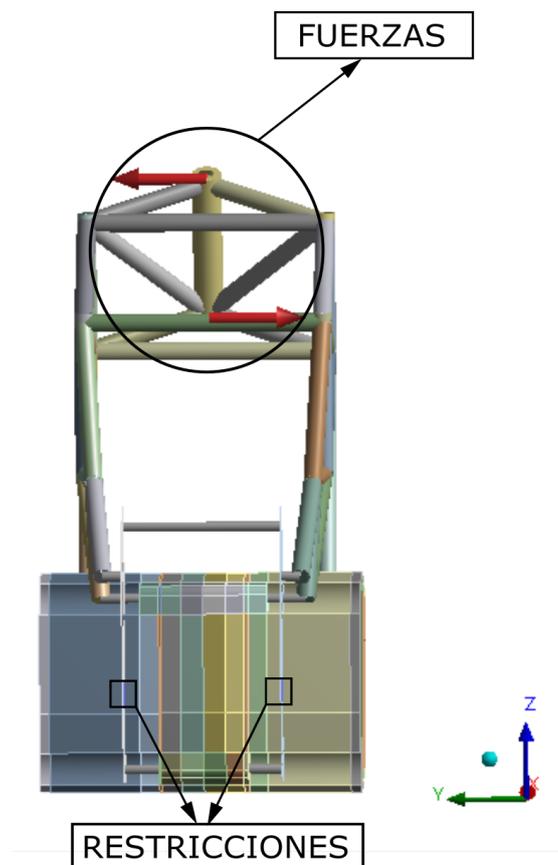


Figura 4.11: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección Y (iguales y opuestas), a fin de contabilizar los efectos torsionales que se producen en el chasis.

4.3.2. Resultados

Para mantener una estructura organizada, los resultados se dividieron para cada caso de análisis:

- **Rigidez lateral:** Definido el modelo se procedió al cálculo del desplazamiento de la pipa resultando un desplazamiento promedio de **0,00642 [mm]** (obtenido del promedio entre el desplazamiento en la dirección Y de la parte superior de la pipa y la inferior), tal como se observa en la siguiente figura:

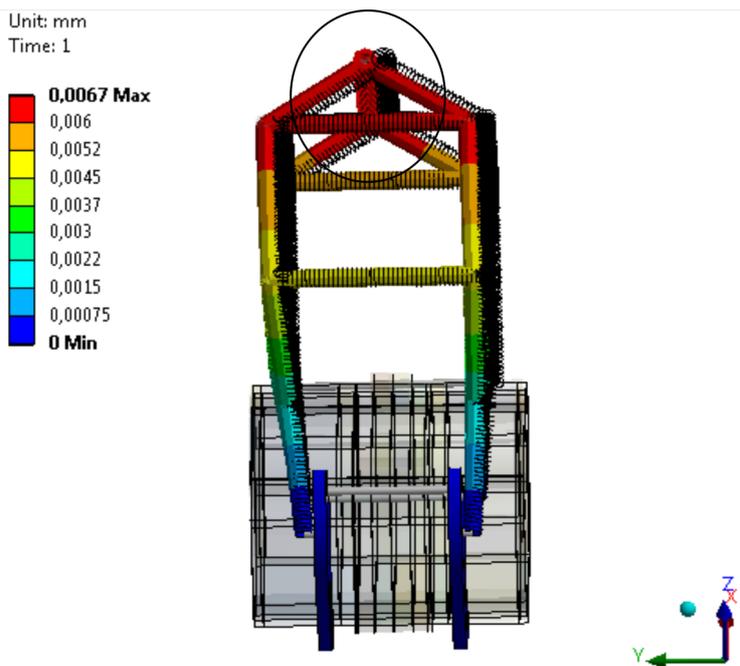


Figura 4.12: Desplazamientos totales (en mm) para la condición de fuerzas laterales.

Con la ecuación 3.1, utilizando el valor de deformación obtenida se calcula la rigidez lateral del chasis, siendo:

$$K = \frac{1}{0,00642} = 155,763 \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (4.1)$$

Esta rigidez esta por debajo del intervalo definido (Ver tabla 4.3). Por lo tanto se debe revisar el diseño del chasis.

- **Rigidez vertical:** Se procedió al calculo del desplazamiento de la pipa resultando un desplazamiento promedio de **0,00063647 [mm]** (obtenido del promedio entre el desplazamiento en la dirección Z de la parte superior de la pipa y la inferior).

Los valores de deformación obtenidos son:

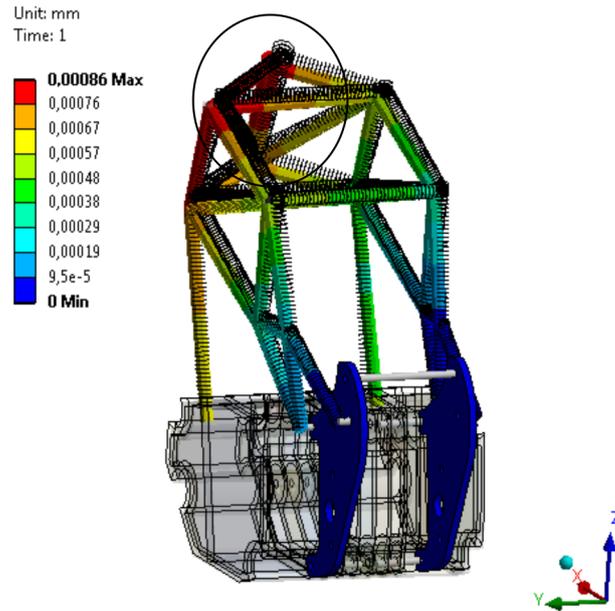


Figura 4.13: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de fuerzas longitudinales.

Nuevamente con la ecuación 3.1, la rigidez longitudinal del chasis es:

$$K = \frac{1}{0,0006347} = \mathbf{1571,2} \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (4.2)$$

Como en el caso anterior, la rigidez longitudinal no cumple con el intervalo de referencia definido, teniendo también que ser observado el diseño del chasis.

- **Rigidez torsional:** Con las condiciones de contorno definidas se procedió al estudio del mismo, obteniéndose los siguientes resultados:

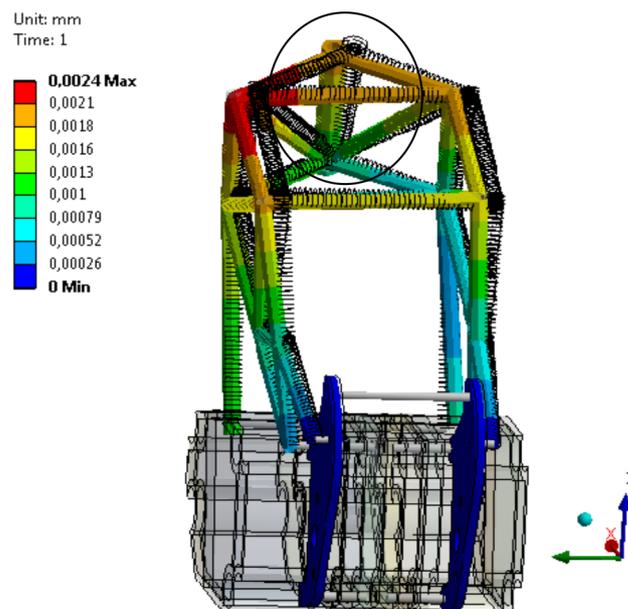


Figura 4.14: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de fuerzas orientadas con el eje Y para el cálculo de la rigidez torsional.



Para la medición de la rigidez en este caso se calcula como el par generado por las fuerzas colocadas en los extremos de la pipa sobre el angulo que gira la pipa:

$$M = F.H \quad (4.3)$$

Donde $F = 1[N]$ y H es el largo de la pipa es decir 180 [mm]. El ángulo que gira la pipa se calcula de la siguiente manera:

$$\theta = \arctan \left(\frac{\mu_1 + \mu_2}{H} \right) \quad (4.4)$$

Donde μ_1 es el desplazamiento en la dirección Y del extremo superior de la pipa y μ_2 es el desplazamiento en Y del extremo inferior de la pipa, resultando para nuestro caso:

$$\mu_1 = 0,0019192 \text{ [mm]}$$

$$\mu_2 = 0,00064 \text{ [mm]}$$

Con estos valores se obtiene un angulo igual a **0,00081462 °** , resultando una rigidez torsional (Ec. 3.2):

$$K = \frac{180}{0,00081462} = \mathbf{220961,92} \left[\frac{Nmm}{\circ} \right] \quad (4.5)$$

Se puede observar que dicha rigidez esta muy lejos de los rangos definidos, por lo tanto se tendrá en cuenta en el re-diseño del chasis.

4.4. Re-diseño del chasis

Luego de analizar la respuesta de la estructura propuesta, se observó que está no cumple con la rigidez establecida. Por lo tanto se replanteó el diseño analizando características de la estructura fallida, testeando variantes en la geometría, teniendo en cuenta cualidades que mostraron sensibilidad a los cambios y utilizando las siguientes prácticas:

- Ahusamiento de la estructura.
- No generar estructuras paralelas. abiertas que ante un tipo de carga trabajen de forma correcta pero que sean deficientes ante otros.
- Obtener un buen cerramiento del bastidor central del chasis.
- Generar estructuras laterales con una cierta inclinación angular para obtener una componente que aporte a la rigidez de cargas laterales.
- Aumentar inercias en zonas de la estructura donde no pueda realizarse un cerramiento correcto, como en el caso de la zona inferior del chasis donde se encuentra el motor de la motocicleta.
- Agregado de tubos transversales que aporten a la rigidez lateral y torsional. La ubicación de los mismos depende de la geometría del chasis y de la distribución de cargas.

Al generar la estructura abierta sobre la parte inferior del chasis donde se encuentra alojado el motor ocasiona problemas a la hora de solicitar el mismo lateral y torsionalmente ya que debilita ambas rigideces.

Esta etapa de diseño requirió de muchas horas de trabajo aportadas a resolver este problema, ya que se realizó un proceso iterativo aplicando las estrategias mencionadas anteriormente, combinado con la variación de diámetros y espesores para los tubos que conforman la estructura, esto implicó que se

generaran al menos cuatro versiones a las cuales se le realizaron los análisis correspondientes hasta llegar a la configuración final:

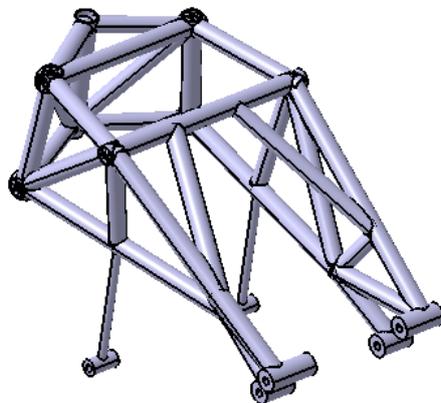


Figura 4.15: Arquitectura final del chasis - Vista isométrica

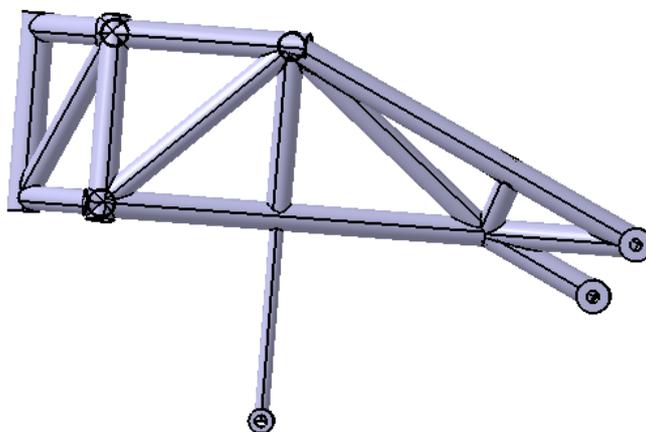


Figura 4.16: Arquitectura final del chasis - Vista lateral

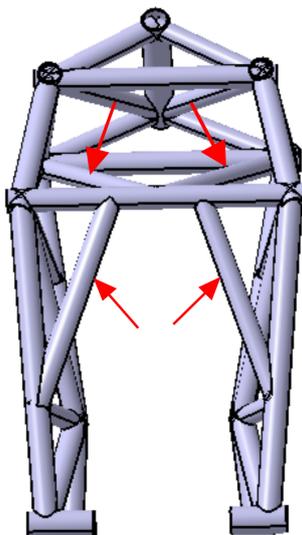


Figura 4.17: Arquitectura final del chasis - Vista superior

En la figura 4.17 se puede observar como se aplicaron las estrategias anteriormente mencionadas (tubos ubicados en forma diagonal, ahusamiento de la estructura, laterales inclinados) que permiten aumentar la resistencia a cargas que soliciten al chasis tanto torsional como lateralmente.

4.5. Optimización de la arquitectura final

Una vez asegurado el cumplimiento de los criterios de rigidez, se procedió a optimizar el chasis buscando una relación peso/rigidez tan buena como sea posible. De los análisis realizados a las diferentes versiones, se observó que la rigidez tiene una fuerte dependencia del diámetro de los tubos que conforman el bastidor central del chasis, y no así del espesor de los mismos. Es por esto que se trabajó en la optimización modificando los diámetros de los tubos que no componen el bastidor ver en pagina 47.

Para facilitar el análisis se enumeraron los tubos de la siguiente manera:

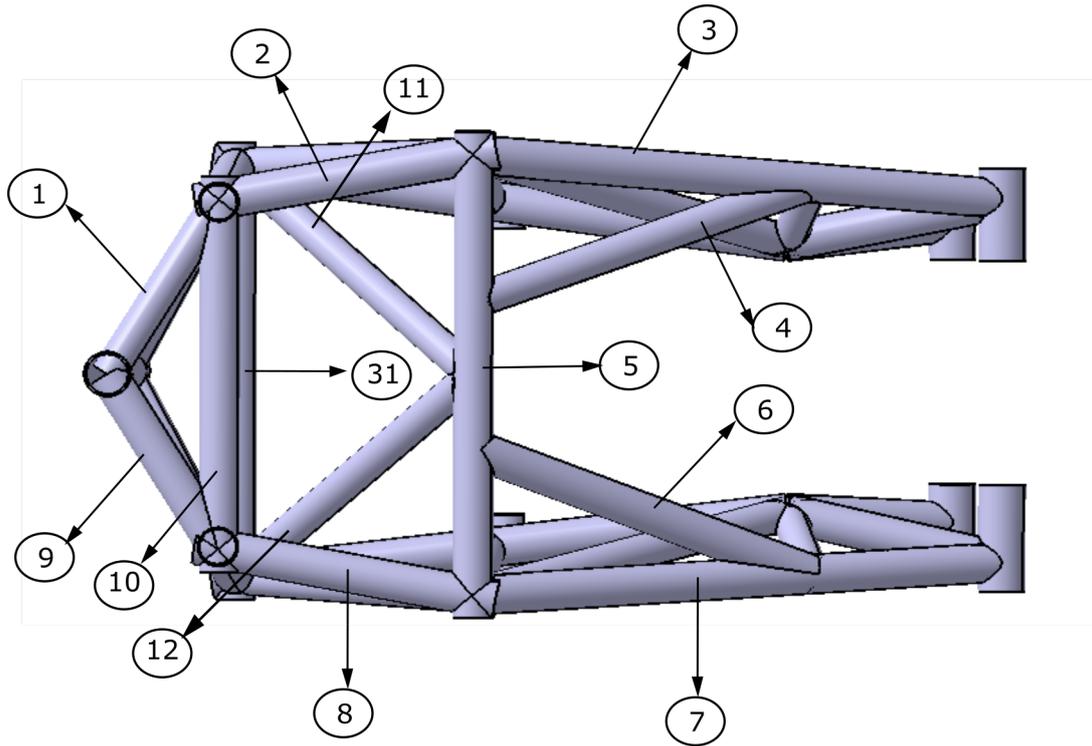


Figura 4.18: Numeración chasis - Vista superior

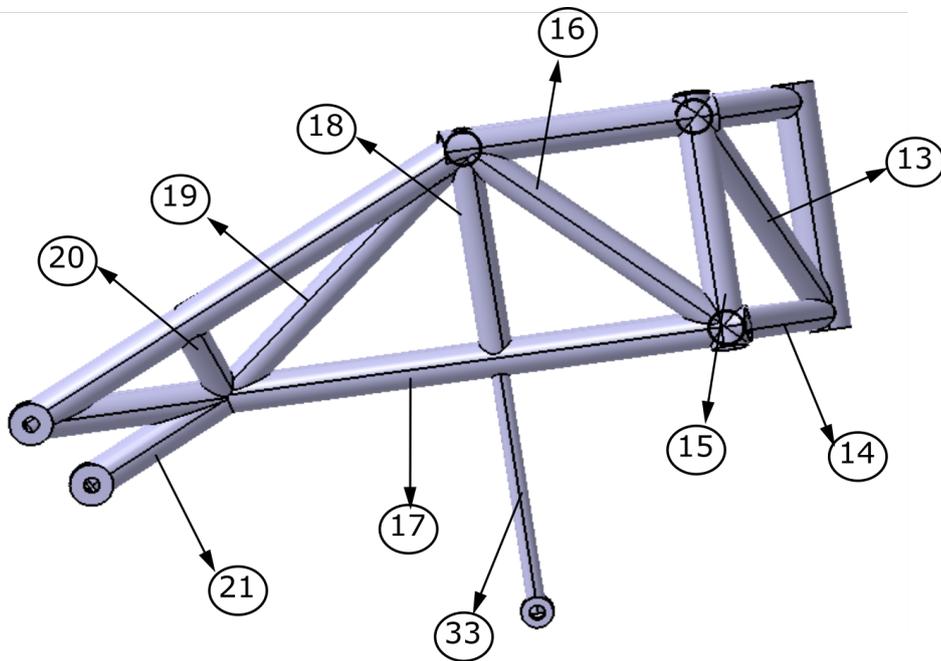


Figura 4.19: Numeración chasis - Vista lateral derecha

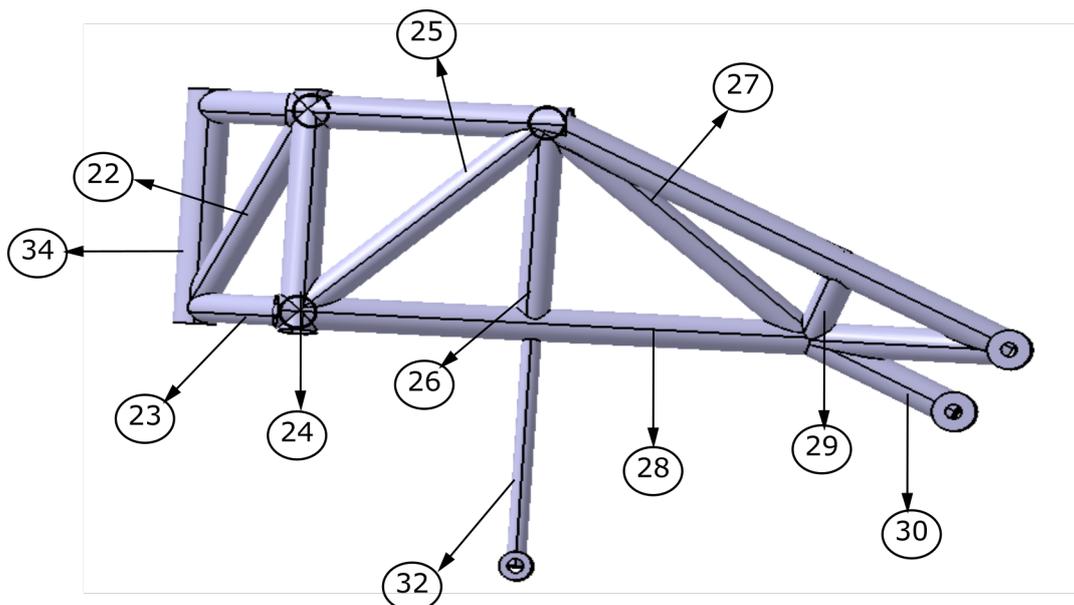


Figura 4.20: Numeración chasis - Vista lateral izquierda

El bastidor central, es la parte del chasis capaz de resistir la mayor parte de los esfuerzos que se transmiten a este. Es por ello que debe ser la que aporte mas rigidez. El bastidor central esta compuesto por los tubos 2, 3, 4, 5, 7, 8, 10, 15, 17, 24 ,28.

4.5.1. Modelo geométrico ANSYS®

Con este modelo final, se realizaron dos análisis, el primero se efectuó para verificar que cumpla con los requerimientos estructurales, compuesto por tubos de 25,4 [mm] de diámetro y 2 [mm] de espesor. El segundo se efectuó para la optimización del primero, donde en la arquitectura se mantuvieron los diámetros de los tubos del bastidor central y se modificó el resto del chasis por tubos de diámetro de 22,225 [mm] como se observa en las siguientes tablas:

▪ Primer caso:

| Tubo N° | Diámetro [mm] | Espesor [mm] | Tubo N° | Diámetro [mm] | Espesor [mm] |
|---------|---------------|--------------|---------|---------------|--------------|
| 1 | 25,4 | 2 | 18 | 25,4 | 2 |
| 2 | 25,4 | 2 | 19 | 25,4 | 2 |
| 3 | 25,4 | 2 | 20 | 25,4 | 2 |
| 4 | 25,4 | 2 | 21 | 25,4 | 2 |
| 5 | 25,4 | 2 | 22 | 25,4 | 2 |
| 6 | 25,4 | 2 | 23 | 25,4 | 2 |
| 7 | 25,4 | 2 | 24 | 25,4 | 2 |
| 8 | 25,4 | 2 | 25 | 25,4 | 2 |
| 9 | 25,4 | 2 | 26 | 25,4 | 2 |
| 10 | 25,4 | 2 | 27 | 25,4 | 2 |
| 11 | 25,4 | 2 | 28 | 25,4 | 2 |
| 12 | 25,4 | 2 | 29 | 25,4 | 2 |
| 13 | 25,4 | 2 | 30 | 25,4 | 2 |
| 14 | 25,4 | 2 | 31 | 25,4 | 2 |
| 15 | 25,4 | 2 | 32 | 12,7 | 2 |
| 16 | 25,4 | 2 | 33 | 12,7 | 2 |
| 17 | 25,4 | 2 | 34 | 29,55 | 3,2 |

Tabla 4.4: Diámetros y espesores de los tubos del chasis

▪ Segundo caso:

| Tubo N° | Diámetro [mm] | Espesor [mm] | Tubo N° | Diámetro [mm] | Espesor [mm] |
|---------|---------------|--------------|---------|---------------|--------------|
| 1 | 22,225 | 2 | 18 | 22,225 | 2 |
| 2 | 25,4 | 2 | 19 | 22,225 | 2 |
| 3 | 25,4 | 2 | 20 | 22,225 | 2 |
| 4 | 22,225 | 2 | 21 | 25,4 | 2 |
| 5 | 25,4 | 2 | 22 | 22,225 | 2 |
| 6 | 22,225 | 2 | 23 | 22,225 | 2 |
| 7 | 25,4 | 2 | 24 | 25,4 | 2 |
| 8 | 25,4 | 2 | 25 | 22,225 | 2 |
| 9 | 22,225 | 2 | 26 | 22,225 | 2 |
| 10 | 25,4 | 2 | 27 | 22,225 | 2 |
| 11 | 22,225 | 2 | 28 | 25,4 | 2 |
| 12 | 22,225 | 2 | 29 | 22,225 | 2 |
| 13 | 22,225 | 2 | 30 | 25,4 | 2 |
| 14 | 22,225 | 2 | 31 | 25,4 | 2 |
| 15 | 25,4 | 2 | 32 | 12,7 | 2 |
| 16 | 22,225 | 2 | 33 | 12,7 | 2 |
| 17 | 25,4 | 2 | 34 | 29,55 | 3,2 |

Tabla 4.5: Diámetros y espesores de los tubos del chasis optimizado

La geometría con la que se realizó el cálculo está representada en la siguiente figura:

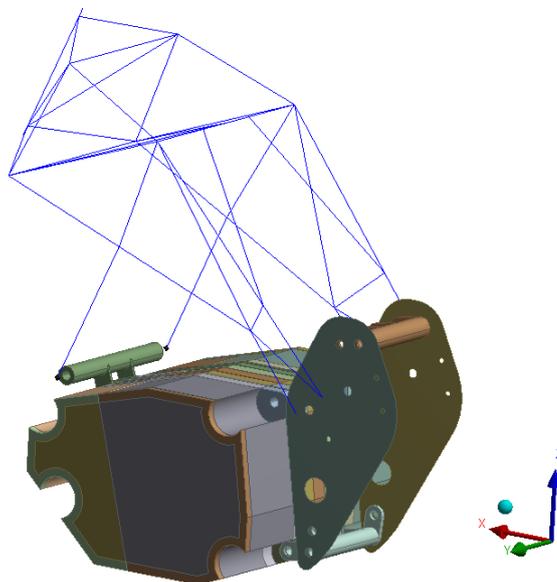


Figura 4.21: Modelo de líneas del último diseño chasis realizado en ANSYS®.

4.5.1.1. Discretización del dominio de cálculo (mallado)

El mallado para este modelo quedó de la siguiente manera:

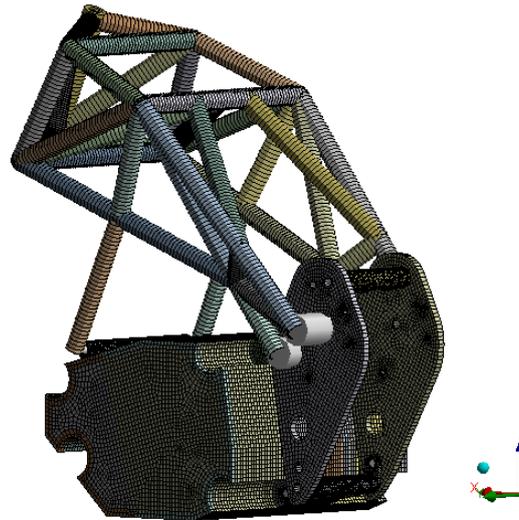


Figura 4.22: Discretización del dominio de cálculo del diseño final del chasis (mallado).

Este cuenta con 267 K nodos y 76 K elementos. Esta discretización se considera adecuada ya que la calidad de los elementos es elevada y con un promedio del 85,4 % de elementos de este tipo.

4.5.1.2. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno y cargas para los dos análisis es la misma lo único que cambia es un parámetro geométrico (diámetro) que en las condiciones de contorno no es apreciable, por lo tanto, solo se expondrá uno de los casos y luego en los resultados se explicarán ambos casos por separado.

- **Rigidez lateral:**

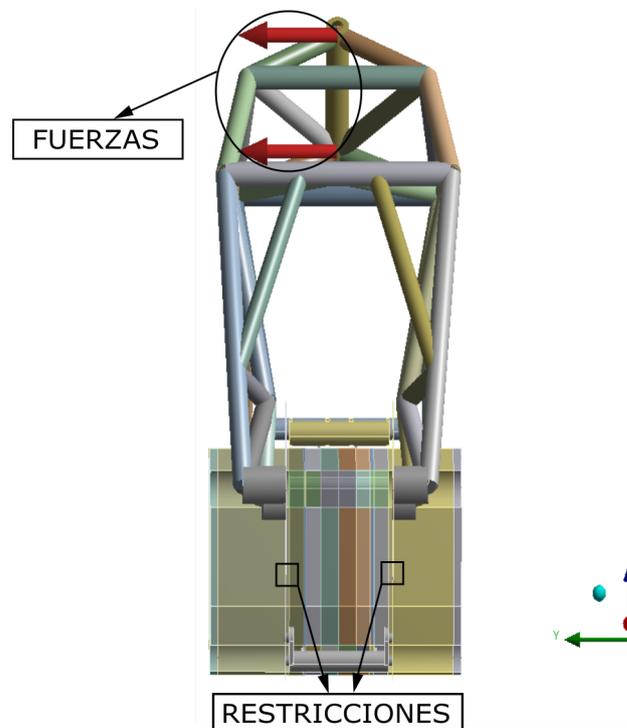


Figura 4.23: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección Y, a fin de contabilizar los efectos que se producen en el chasis.

■ Rigidez longitudinal:

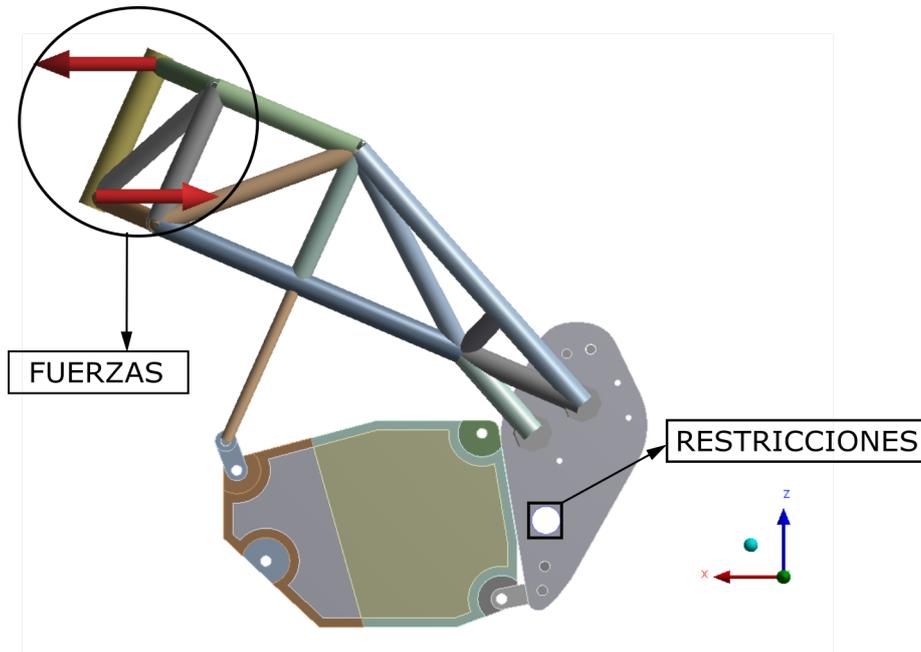


Figura 4.24: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección X (iguales y opuestas), a fin de contabilizar los efectos que se producen en el chasis.

■ Rigidez torsional:

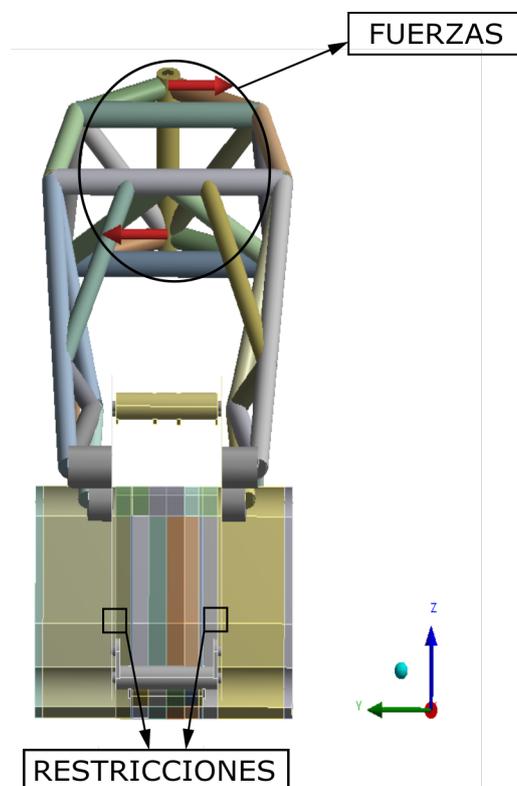


Figura 4.25: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la pipa en la dirección Y (iguales y opuestas), a fin de contabilizar los efectos que se producen en el chasis.

4.5.2. Resultados

Como en las secciones anteriores, primero se muestran los resultados, y para finalizar se muestra una tabla con un resumen de lo obtenido y una comparación entre los dos estudios:

- **Primer análisis (todos los tubos de 25,4 [mm]):** Para cada caso los desplazamientos fueron medidos sobre los extremos de la pipa de dirección (zona marcada las figuras).
 - Cálculo de la rigidez Lateral:

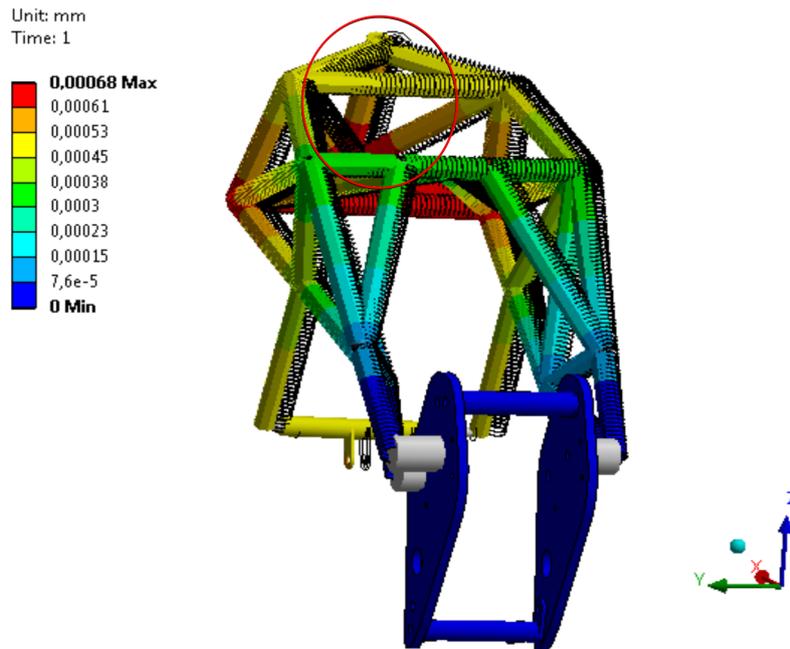


Figura 4.26: Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis para la condición de fuerzas laterales.

Con este desplazamiento se calculó la rigidez lateral resultando:

$$K_L = 1785 \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (4.6)$$

- Cálculo de la rigidez longitudinal:

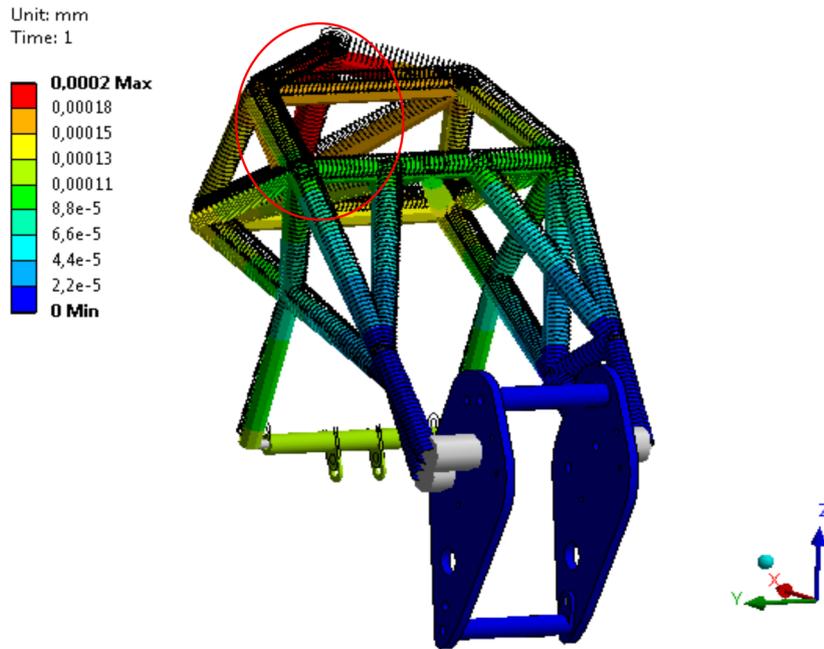


Figura 4.27: Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis para la condición de fuerzas longitudinales.

Con este desplazamiento se calculó la rigidez longitudinal (vertical) resultando:

$$K_V = 14474 \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (4.7)$$

- Cálculo de la rigidez torsional:

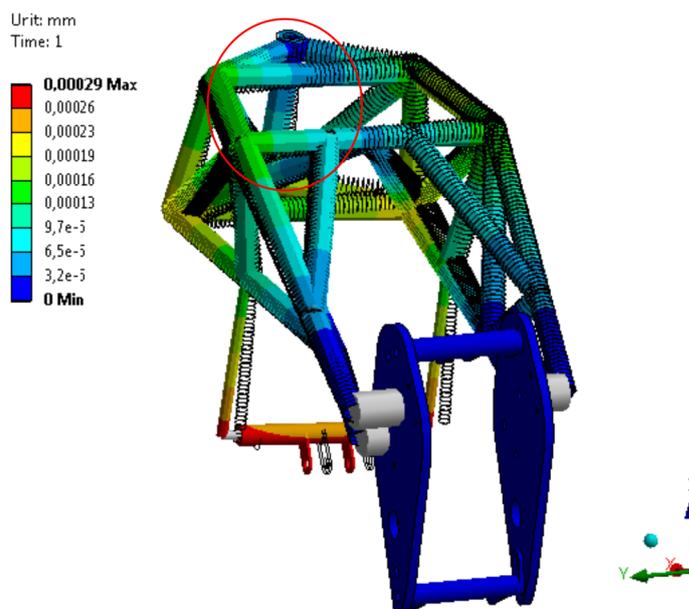


Figura 4.28: Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis para la condición de fuerzas orientadas con el eje Y para el calculo de la rigidez torsional.

Con este desplazamiento se calculó la rigidez torsional resultando:

$$K_T = 3583020 \left[\frac{Nmm}{\circ} \right] \quad (4.8)$$

▪ Segundo análisis (chasis optimizado):

- Cálculo de la rigidez Lateral:

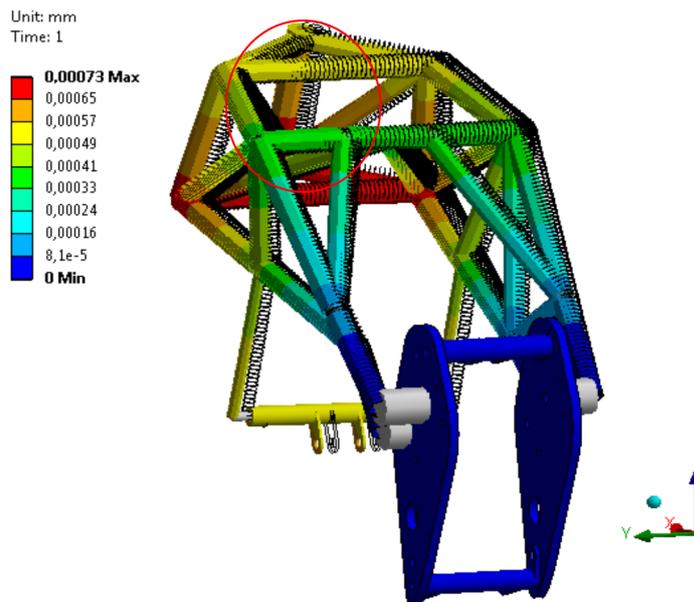


Figura 4.29: Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis (optimizado) para la condición de fuerzas laterales.

Con este desplazamiento se calculó la rigidez lateral resultando:

$$K_L = 1677 \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (4.9)$$

- Cálculo de la rigidez longitudinal:

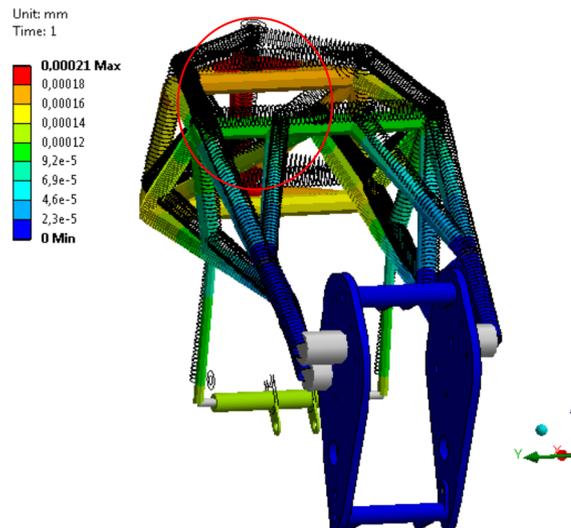


Figura 4.30: Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis (optimizado) para la condición de fuerzas longitudinales.

Con este desplazamiento se calculó la rigidez longitudinal(vertical) resultando:

$$K_V = 13159 \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (4.10)$$

- Cálculo de la rigidez torsional:

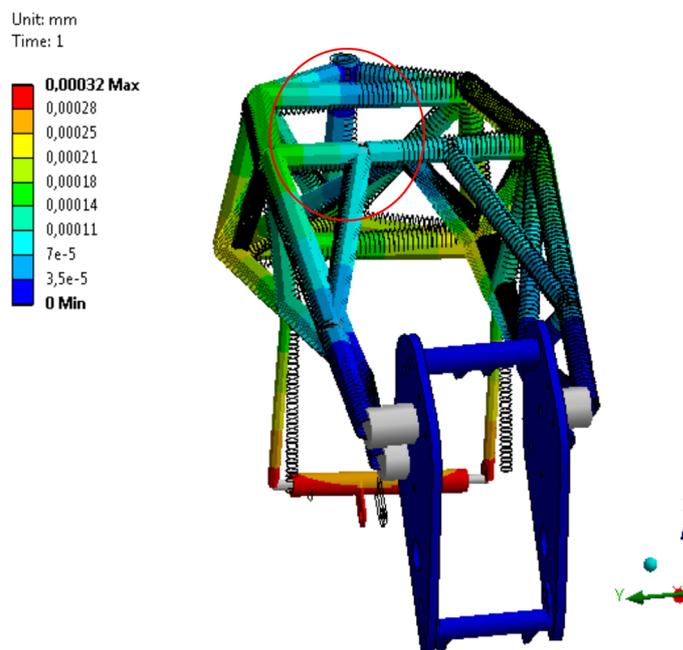


Figura 4.31: Desplazamientos totales (en [mm]) del último modelo de chasis (optimizado) para la condición de fuerzas orientadas con el eje Y, para el calculo de la rigidez torsional.

Con esta deformación se calculó la rigidez torsional resultando:

$$K_T = 3103369 \left[\frac{Nmm}{\circ} \right] \quad (4.11)$$

El resumen de los resultados se puede ver en la siguiente tabla:

| | Lateral [N/mm] | Longitudinal [N/mm] | Torsional [Nmm/°] | Masa [kg] |
|-------------------|----------------|---------------------|-------------------|-----------|
| Chasis final | 1785 | 14474 | 3583020 | 7,52 |
| Chasis optimizado | 1677 | 13159 | 3103369 | 7,25 |

Tabla 4.6: Comparación de los dos modelos de chasis

Como se observa, las rigideces disminuyen con el diámetro de los tubos pero el diseño optimizado cumple los requerimientos de diseño, logrando una disminución de un 4 % del peso fundamental en la competición.

4.5.3. Cargas transmitidas al motor

En los análisis previos a los realizados sobre el último modelo de chasis optimizado se observó que las cargas transferidas al motor eran elevadas, por lo tanto se optó por realizar anclajes flexibles para dar baja carga (tipo "fusibles") que son piezas de menor rigidez y son colocadas con el fin de disminuir las cargas que ingresan al motor. Estos elementos son ejes de acero 4130 con placas del mismo material de un espesor reducido, soldadas, capaz de admitir grandes deformaciones. El diseño propuesto para estos anclajes se observa en las siguientes figuras:

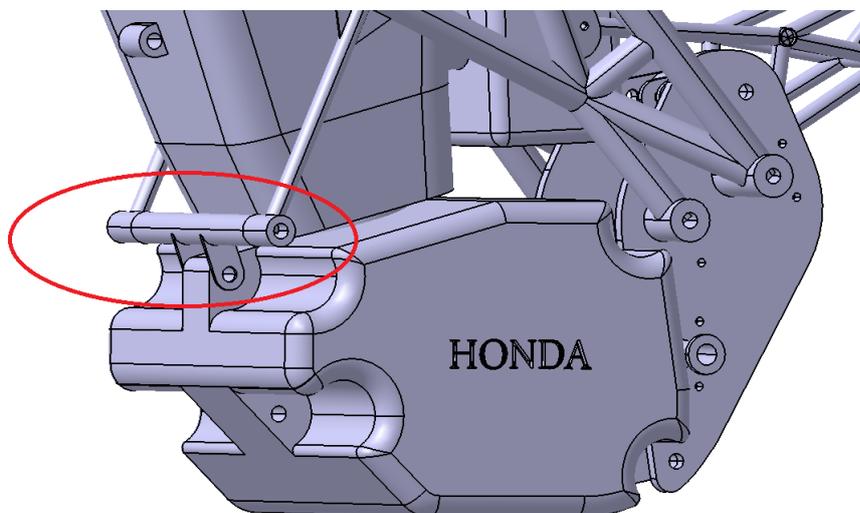


Figura 4.32: Anclaje delantero

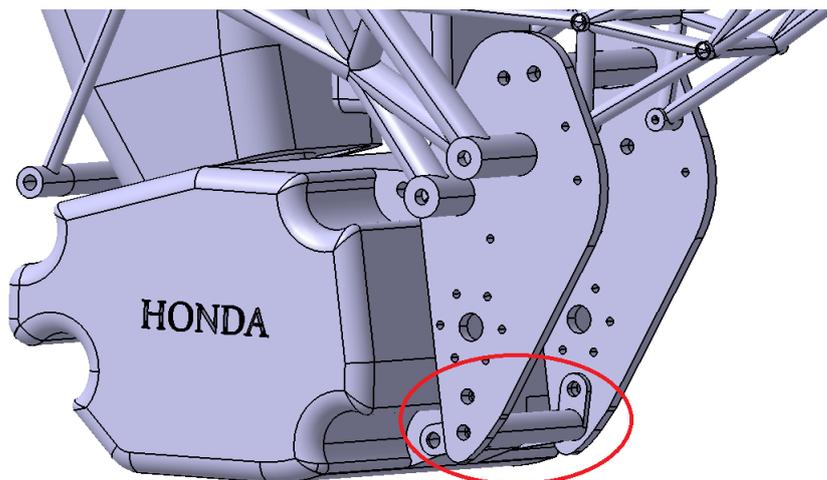


Figura 4.33: Anclaje trasero

Con estos diseños se logró disminuir en gran proporción las cargas transferidas al motor. Para cada caso estas son:

- **Caso rigidez lateral:** El motor aporta un 5 % de rigidez.
- **Caso rigidez longitudinal:** El motor aporta un 4 % de rigidez.
- **Caso rigidez torsional:** El motor aporta un 12 % de rigidez.

Estos resultados demuestran que el aporte de rigidez del motor es tan solo y como máximo del 12 %.

4.6. Análisis de tensiones y deformaciones modelo final

Desde el análisis de tensiones y deformaciones, para todos los casos de carga (más el peso propio de la estructura), se encuentra que la tensión máxima esperada en el material de los elementos que componen la estructura no supera la tensión de fluencia de los materiales, en este caso 480 [MPa] para el acero 4130 y 462[MPa] para el aluminio 7075.

4.6.1. Modelo geométrico ANSYS®

Para comenzar con el análisis de resistencia de la estructura se prosiguió a crear un modelo de la motocicleta en ANSYS® que simule la geometría y las cargas aplicadas sobre la misma, para ello se implemento un esqueleto del chasis permitiendo observar el comportamiento de las líneas neutras de la estructura (modelo de líneas), este además incorpora la carcasa del motor (tapas laterales) que se encuentra vinculada con el chasis, ya que esta es participe en el aporte de rigidez, luego se agregaron las placas de sujeción con sus respectivos puntos de anclajes y de la misma forma se incorporaron ejes de sujeción del motor.

Una vez que se ensambló la estructura completa se recurrió a completar el modelo con la incorporación de la distribución de masas puntuales, esto permitió simular los restos de masas que faltan incorporar al modelo ya sea conjunto de horquilla delantera, restantes del motor, amortiguador, conjunto completo neumático trasero-basculante y lo mas importante la distribución de masa del piloto sobre la motocicleta.

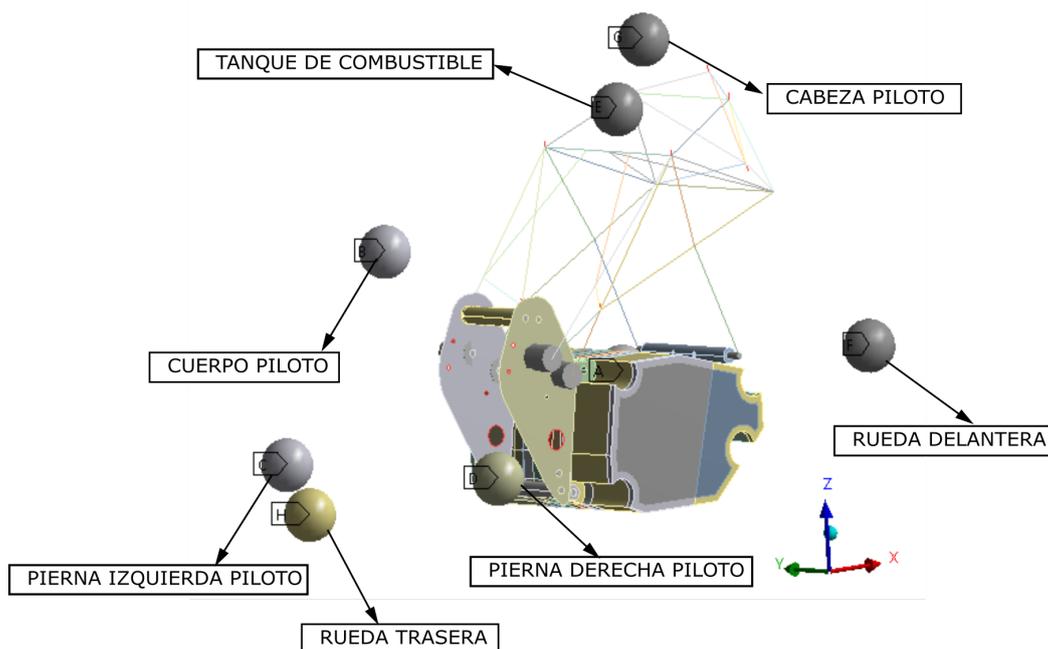


Figura 4.34: Geometría simplificada de la motocicleta para casos de carga simétricos (1,2,3). Las esferas representan puntos de masa que reemplazan a aquellos componentes con aporte significativo de masa, sin contribuir a la rigidez estructural del sistema.

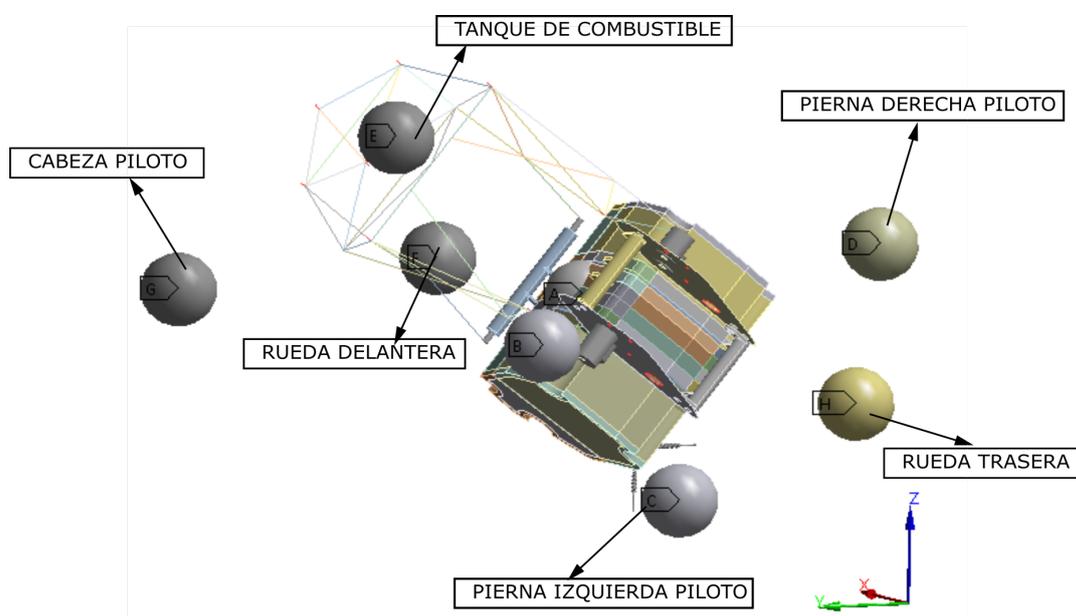


Figura 4.35: Geometría simplificada de la motocicleta para casos de carga no simétricos (4 y 5) con una inclinación lateral de 50 grados y puntos de masa G y B desplazados teniendo en cuenta el deslizamiento del piloto causado por la misma inclinación. Las esferas representan puntos de masa que reemplazan a aquellos componentes con aporte significativo de masa, sin contribuir a la rigidez estructural del sistema.

Después de esto se incorporó la rigidez vertical y lateral del neumático para poder tener en cuenta la absorción de energía de los mismos. Estas se materializan en el modelo mediante el uso de resortes ubicados en los puntos remotos que representan los contactos entre la banda de rodadura y el suelo.

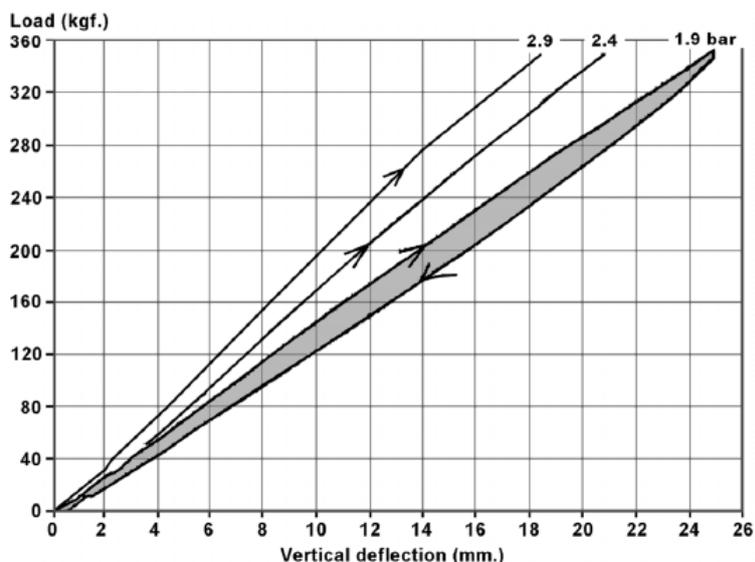


Figura 4.36: Rigidez vertical de neumático. Se tuvo en cuenta la curva con una presión de 2,4 [bar].

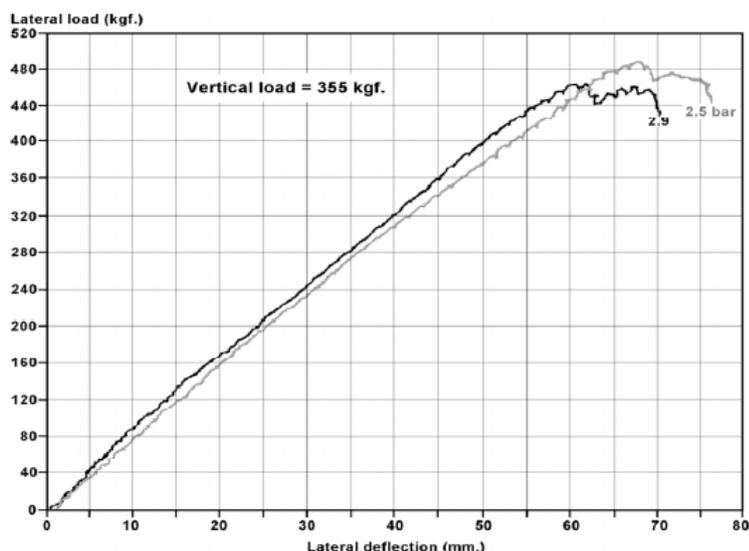


Figura 4.37: Rigidez lateral del neumático. Se tuvo en cuenta la curva con una presión de 2,4 [bar].

Las simplificaciones realizadas para la construcción del modelo de elementos finitos, consistió en eliminar todas aquellas piezas consideradas innecesarias por no aportar rigidez ni masa a la estructura, se reemplazaron aquellos elementos con masa, pero sin aporte de rigidez, por masas puntuales, se retiraron los elementos de unión, se eliminaron agujeros y radios que no contribuyen al cálculo.

Adicionalmente, se practicaron múltiples cortes a las superficies con el propósito de generar dominios que faciliten la construcción de una malla de calidad adecuada.

A continuación se detalla el listado de distribución de masas:

A : Conjunto de masas del motor (todas las masas menos la carcasa izquierda y derecha las cuales ya se encuentran modeladas).

B : Punto de apoyo sobre el asiento del piloto.

C : Punto de apoyo pedalín izquierdo.

D : Punto de apoyo pedalín derecho.

E : Tanque de combustible con 10 litros de combustible aproximadamente.

F : Conjunto de masas de dirección que no están modeladas (neumático delantero completo, Tijas, Barrales de suspensión).

G : Punto de masa que tiene en cuenta torso, cabeza y brazos del piloto.

H : Conjunto de masas no modeladas tren trasero (neumático trasero completo, basculante y amortiguador trasero)

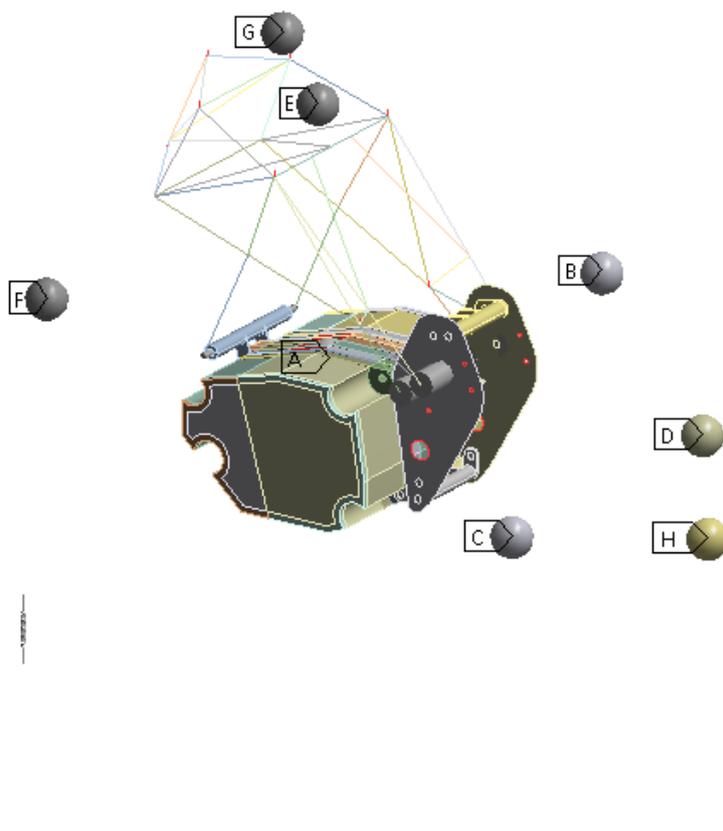


Figura 4.38: Distribución de masas puntuales sobre la estructura para efectuar el análisis de los casos de carga

4.6.1.1. Discretización del dominio de cálculo (malla)

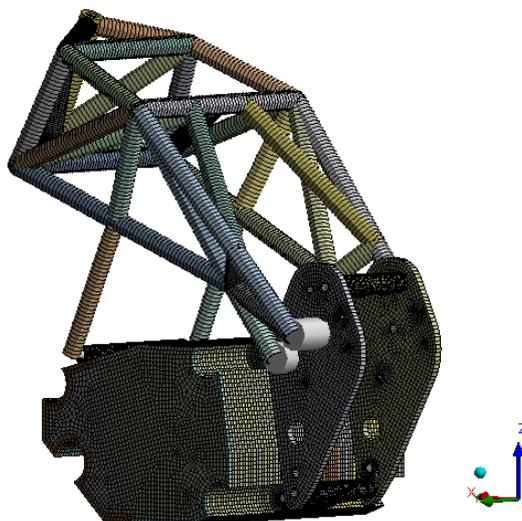


Figura 4.39: Discretización del dominio de cálculo

4.6.1.2. Condiciones de contorno

Se aplicaron condiciones de contorno para los diferentes caso de carga, estos se colocaron sobre los puntos remotos que representan el contacto sobre la banda de rodamiento y el suelo, sobre los cuales se incluyeron resortes en configuración "body-ground" que representan la rigidez de los neumáticos ya sea vertical o lateral.

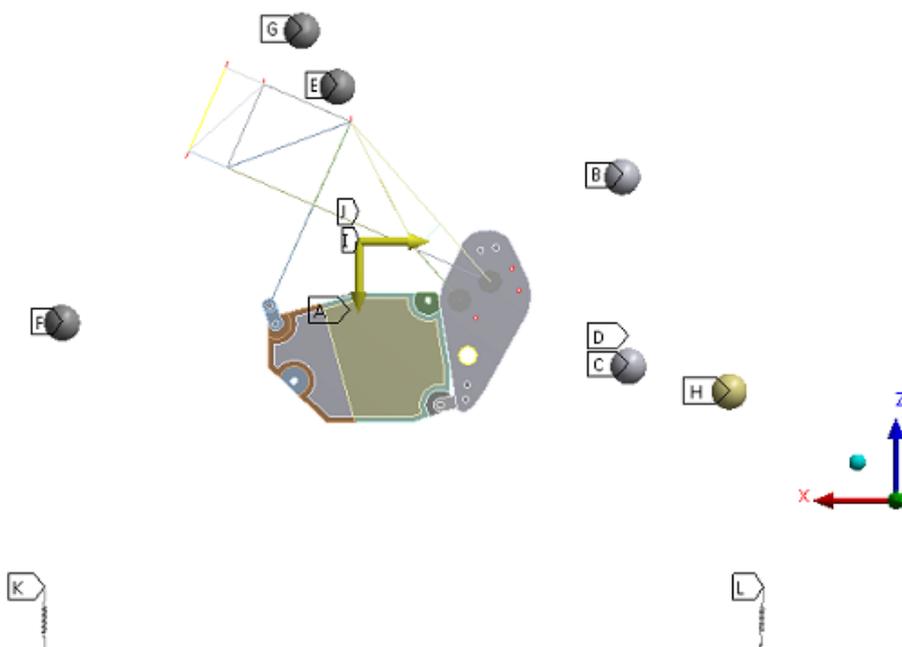


Figura 4.40: Puntos remotos (K y L) a lo cuales se le aplicó restricciones del tipo Remote Displacement

- **Caso de carga 1: Máxima frenada con la rueda delantera**

| Type | Remote Displacement |
|--------------------------------------|---------------------|
| <input type="checkbox"/> X Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Y Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Z Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Rotation X | 0, ° (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Rotation Y | 0, ° (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Rotation Z | 0, ° (ramped) |
| Suppressed | No |
| Behavior | Rigid |

Figura 4.41: Condiciones de borde aplicada sobre el neumático delantero (punto k) bajo solicitaciones del caso 1

Para este caso se consideró que solamente se utiliza el freno delantero con la mayor fuerza de frenado posible. Esto someterá a máxima flexión longitudinal el chasis.

A continuación se detalla el listado de distribución de masas para el caso 1:

- $[A = 30, 235kg]$: Conjunto de masas del motor (todas las masas menos la carcasa izquierda y derecha las cuales ya se encuentran modeladas).
- $[B = 10kg]$: Punto de apoyo sobre el asiento del piloto.
- $[C = 10kg]$: Punto de apoyo pedalín izquierdo.
- $[D = 10kg]$: Punto de apoyo pedalín derecho.
- $[E = 15kg]$: Tanque de combustible con 10 litros de combustible aproximadamente.
- $[F = 18, 75kg]$: Conjunto de masas de dirección que no están modeladas (neumático delantero completo, Tijas, Barrales de suspensión)
- $[G = 40kg]$: Punto de masa que tiene en cuenta torso, cabeza y brazos del piloto.
- $[H = 21, 9kg]$: Conjunto de masas no modeladas tren trasero (neumático trasero completo, basculante y amortiguador trasero)

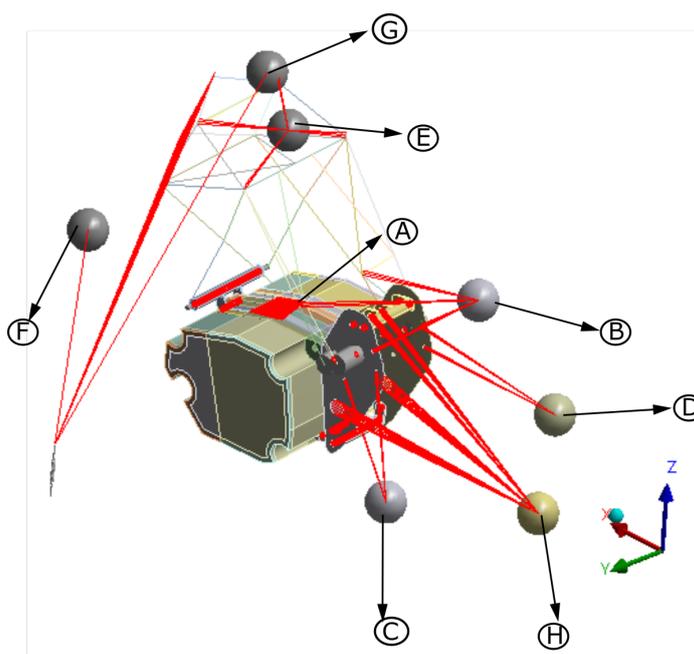


Figura 4.42: Caso 1: Vinculación entre puntos de masa y la estructura.

▪ **Caso de carga 2: Máxima frenada con la rueda trasera**

| Type | Remote Displacement |
|--------------------------------------|---------------------|
| X Component | Free |
| <input type="checkbox"/> Y Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Z Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Rotation X | 0, ° (ramped) |
| Rotation Y | Free |
| <input type="checkbox"/> Rotation Z | 0, ° (ramped) |
| Suppressed | No |
| Behavior | Rigid |

Figura 4.43: Condiciones de borde aplicada sobre el neumático delantero (punto k) bajo solicitaciones del caso 2

| Type | Remote Displacement |
|--------------------------------------|---------------------|
| <input type="checkbox"/> X Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Y Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Z Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Rotation X | 0, ° (ramped) |
| Rotation Y | Free |
| <input type="checkbox"/> Rotation Z | 0, ° (ramped) |
| Suppressed | No |
| Behavior | Rigid |

Figura 4.44: Condiciones de borde aplicada sobre el neumático trasero (punto L) bajo solicitaciones del caso 2

En este caso se tratan las fuerzas resultantes que aparecerían si se produjese una frenada máxima solo con la rueda trasera. Dicha situación solo se da en pequeños instantes de tiempo, al inicio de la frenada, justo antes de accionar el freno delantero. Este caso, a diferencia del anterior, si existe fuerza normal en las dos ruedas en todo momento. Cada fuerza normal es la mitad del peso.

A continuación se detalla el listado de distribución de masas para el caso 2:

- $[A = 30,235kg]$: Conjunto de masas del motor (todas las masas menos la carcasa izquierda y derecha las cuales ya se encuentran modeladas).
- $[B = 32,5kg]$: Punto de apoyo sobre el asiento del piloto.
- $[C = 10kg]$: Punto de apoyo pedalín izquierdo.
- $[D = 10kg]$: Punto de apoyo pedalín derecho.
- $[E = 15kg]$: Tanque de combustible con 10 litros de combustible aproximadamente.
- $[F = 18,75kg]$: Conjunto de masas de dirección que no están modeladas (neumático delantero completo, Tijas, Barrales de suspensión)
- $[G = 32,5kg]$: Punto de masa que tiene en cuenta torso, cabeza y brazos del piloto.
- $[H = 21,9kg]$: Conjunto de masas no modeladas tren trasero (neumático trasero completo, basculante y amortiguador trasero)

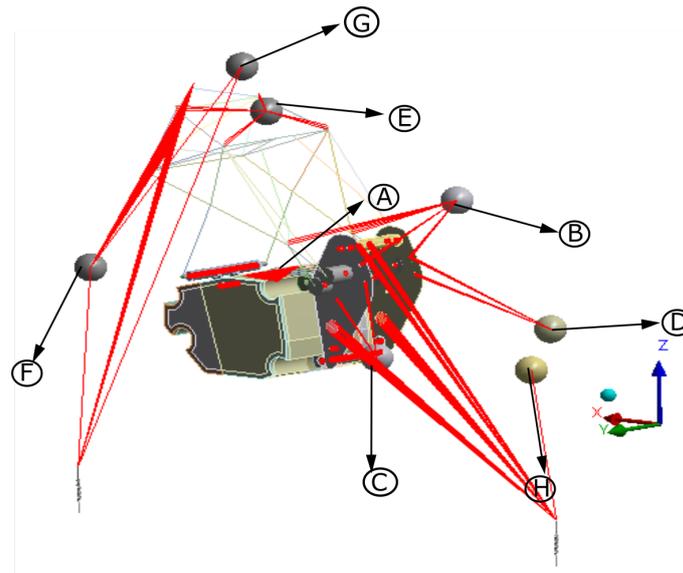


Figura 4.45: Caso 2: Vinculación entre puntos de masa y la estructura.

■ **Caso de carga 3: Máxima aceleración**

| Type | Remote Displacement |
|--------------------------------------|---------------------|
| <input type="checkbox"/> X Component | 0, mm (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Y Component | 0, mm (ramped) |
| Z Component | Free |
| <input type="checkbox"/> Rotation X | 0, ° (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Rotation Y | 0, ° (ramped) |
| <input type="checkbox"/> Rotation Z | 0, ° (ramped) |
| Suppressed | No |
| Behavior | Rigid |

Figura 4.46: Condiciones de borde aplicada sobre el neumático trasero (punto L) bajo solicitaciones del caso 3

Para este caso solo se observaron las fuerzas a las que es sometida la moto durante la fase de máxima aceleración. La fuerza que provoca la aceleración está situada en el punto de contacto entre el neumático trasero y el suelo.

En la fase de máxima aceleración la rueda delantera estará a punto de despegarse del suelo.

A continuación se detalla el listado de distribución de masas para el caso 3:

- $[A = 30,235kg]$: Conjunto de masas del motor (todas las masas menos la carcasa izquierda y derecha las cuales ya se encuentran modeladas).
- $[B = 55kg]$: Punto de apoyo sobre el asiento del piloto.
- $[C = 10kg]$: Punto de apoyo pedalín izquierdo.
- $[D = 10kg]$: Punto de apoyo pedalín derecho.
- $[E = 15kg]$: Tanque de combustible con 10 litros de combustible aproximadamente.
- $[F = 18,75kg]$: Conjunto de masas de dirección que no están modeladas (neumático delantero completo, Tijas, Barrales de suspensión)

- $[G = 10kg]$: Punto de masa que tiene en cuenta torso, cabeza y brazos del piloto.
- $[H = 21,9kg]$: Conjunto de masas no modeladas tren trasero (neumático trasero completo, basculante y amortiguador trasero)

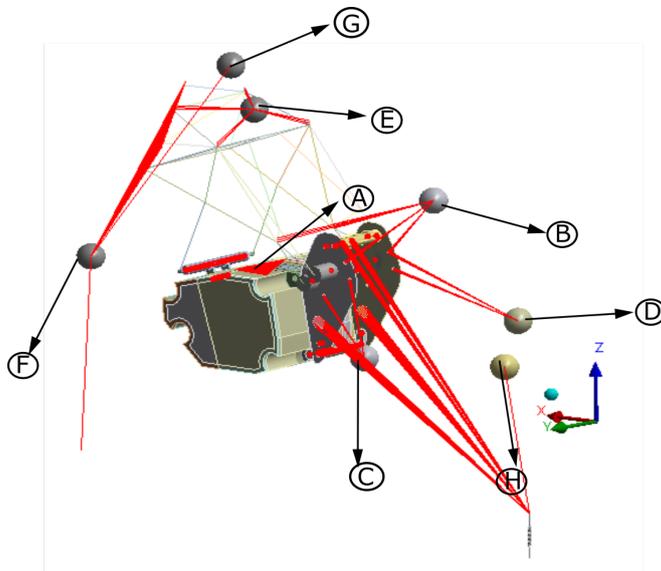


Figura 4.47: Caso 3: Vinculación entre puntos de masa y la estructura.

■ **Caso de carga 4: Máxima velocidad de paso por curva**

| Type | Remote Displacement |
|-------------------------------------|---------------------|
| X Component | Free |
| Y Component | Free |
| Z Component | Free |
| <input type="checkbox"/> Rotation X | 0, ° (ramped) |
| Rotation Y | Free |
| Rotation Z | Free |
| Suppressed | No |
| Behavior | Rigid |

Figura 4.48: Condiciones de borde aplicada sobre el neumático delantero (punto k) bajo solicitaciones del caso 4

| Type | Remote Displacement |
|--------------------------------------|---------------------|
| <input type="checkbox"/> X Component | 0, mm (ramped) |
| Y Component | Free |
| Z Component | Free |
| Rotation X | Free |
| Rotation Y | Free |
| Rotation Z | Free |
| Suppressed | No |
| Behavior | Rigid |

Figura 4.49: Condiciones de borde aplicada sobre el neumático trasero (punto L) bajo solicitaciones del caso 4

Para este caso, se realizó un estudio para determinar el valor de las fuerzas que actúan sobre la moto cuando ésta se encuentra en el punto de inclinación máxima. Para ello se considera la situación de máxima velocidad de paso por curva, en la cual no existirán fuerzas de frenada, por lo que todas las fuerzas serán destinadas a vencer la fuerza centrífuga.

A continuación se detalla el listado de distribución de masas para el caso 4:

- $[A = 30,235kg]$: Conjunto de masas del motor (todas las masas menos la carcasa izquierda y derecha las cuales ya se encuentran modeladas).
- $[B = 10kg]$: Punto de apoyo sobre el asiento del piloto.
- $[C = 5kg]$: Punto de apoyo pedalín izquierdo.
- $[D = 20kg]$: Punto de apoyo pedalín derecho.
- $[E = 15kg]$: Tanque de combustible con 10 litros de combustible aproximadamente.
- $[F = 18,75kg]$: Conjunto de masas de dirección que no están modeladas (neumático delantero completo, Tijas, Barrales de suspensión)
- $[G = 50kg]$: Punto de masa que tiene en cuenta torso, cabeza y brazos del piloto.
- $[H = 21,9kg]$: Conjunto de masas no modeladas tren trasero (neumático trasero completo, basculante y amortiguador trasero)

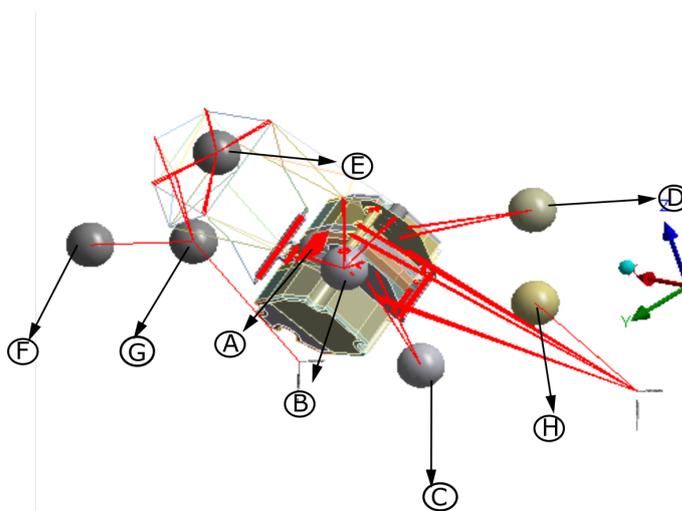


Figura 4.50: Caso 4: Vinculación entre puntos de masa y la estructura.

▪ **Caso de carga 5: Paso por la curva con el radio de giro mínimo**

| Type | Remote Displacement |
|--------------------------------------|---------------------|
| <input type="checkbox"/> X Component | 0, mm (ramped) |
| Y Component | Free |
| Z Component | Free |
| Rotation X | Free |
| Rotation Y | Free |
| Rotation Z | Free |
| Suppressed | No |
| Behavior | Rigid |

Figura 4.51: Condiciones de borde aplicada sobre el neumático delantero (punto k) bajo solicitaciones del caso 5

| Type | Remote Displacement |
|-------------------------------------|---------------------|
| X Component | Free |
| Y Component | Free |
| Z Component | Free |
| <input type="checkbox"/> Rotation X | 0, ° (ramped) |
| Rotation Y | Free |
| Rotation Z | Free |
| Suppressed | No |
| Behavior | Rigid |

Figura 4.52: Condiciones de borde aplicada sobre el neumático trasero (punto L) bajo solicitaciones del caso 5

Por último, se tuvo en cuenta el caso del paso por la curva pero con el mínimo radio de giro. Este caso se da cuando el piloto acciona el freno delantero al entrar en la curva, llevando la mayor parte del peso a la rueda delantera.

A continuación se detalla el listado de distribución de masas para el caso 5:

- $[A = 30,235kg]$: Conjunto de masas del motor (todas las masas menos la carcasa izquierda y derecha las cuales ya se encuentran modeladas).
- $[B = 5kg]$: Punto de apoyo sobre el asiento del piloto.
- $[C = 5kg]$: Punto de apoyo pedalín izquierdo.
- $[D = 10kg]$: Punto de apoyo pedalín derecho.
- $[E = 15kg]$: Tanque de combustible con 10 litros de combustible aproximadamente.
- $[F = 18,75kg]$: Conjunto de masas de dirección que no están modeladas (neumático delantero completo, Tijas, Barrales de suspensión)
- $[G = 65kg]$: Punto de masa que tiene en cuenta torso, cabeza y brazos del piloto.
- $[H = 21,9kg]$: Conjunto de masas no modeladas tren trasero (neumático trasero completo, basculante y amortiguador trasero)

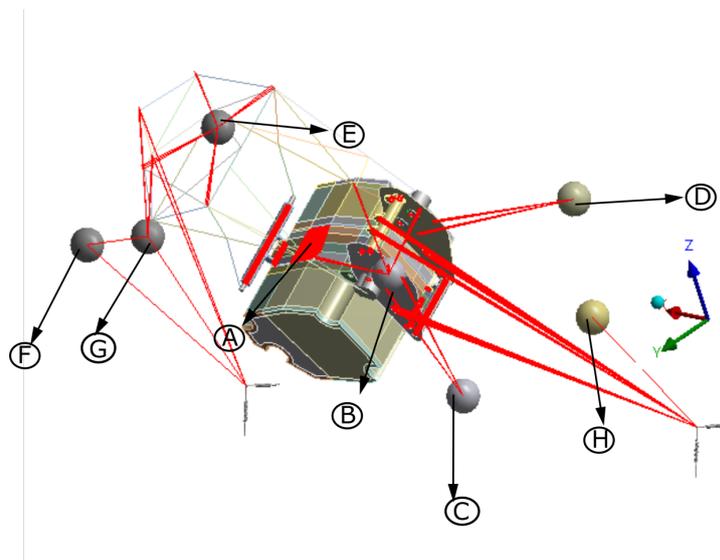


Figura 4.53: Caso 5: Vinculación entre puntos de masa y la estructura.

4.6.2. Resultados

Se obtuvieron los siguientes resultados para cada caso:

■ Caso de carga 1:

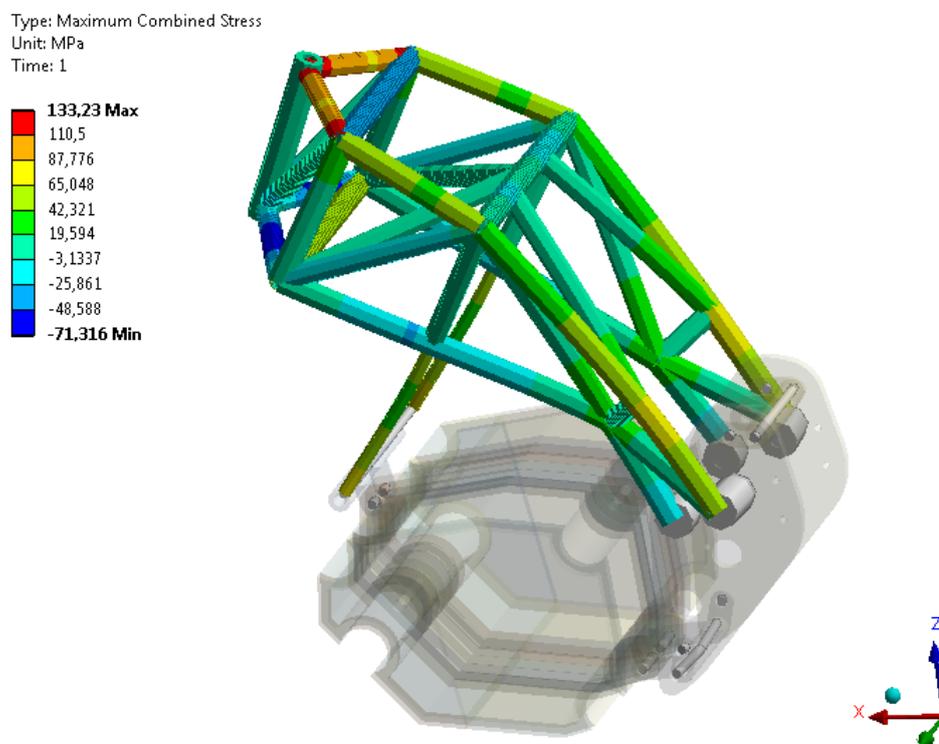


Figura 4.54: Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 1

En la figura anterior se puede observar las tensiones máximas combinadas sobre los elementos de líneas que componen el chasis, siendo los tubos 1 y 9 los más solicitados a tracción con un máximo de 115 [MPa], y los tubos 23 y 14 los más solicitados a compresión con un máximo de -71 [MPa].

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

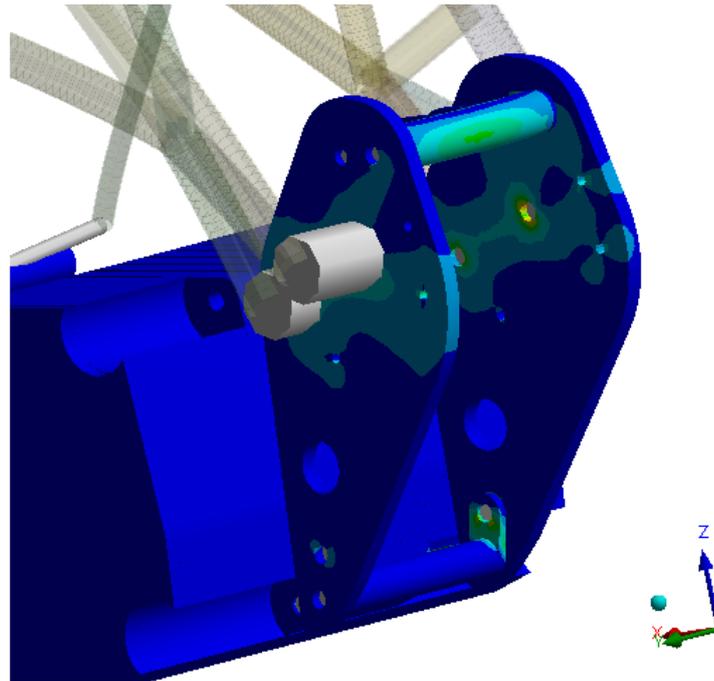
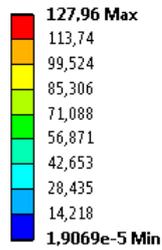


Figura 4.55: Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 1

En la figura anterior se puede observar el mapa de tensiones equivalentes, sobre los elementos sólidos del modelo tal como motor, ejes de sujeción y placas. Siendo las placas los elementos mas solicitados con un valor máximo de 22,3 [MPa].

Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

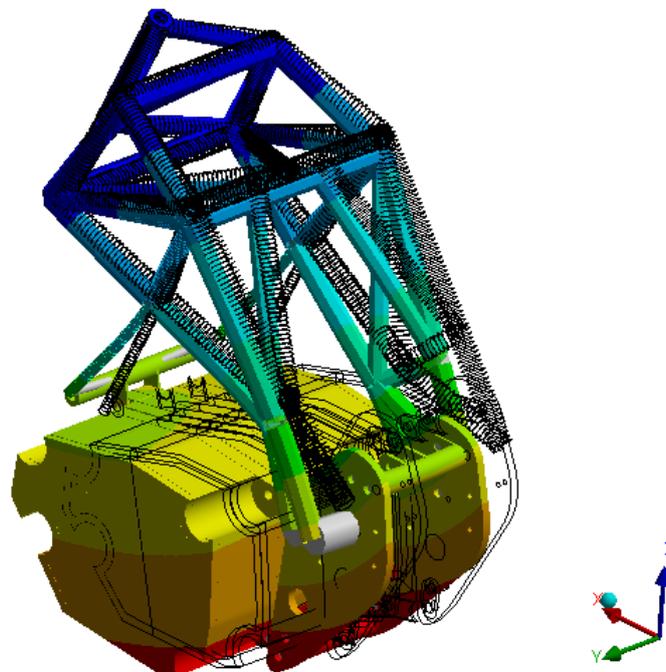
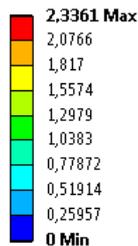


Figura 4.56: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 1

En esta figura se observa los desplazamientos del modelo bajo cargas generadas cuando se acciona el freno delantero. Siendo máximo el desplazamiento en la zona inferior de las placas y el cárter del

motor con un valor de 2,3 [mm]. Con esta observación se verificó que no se genere interferencia entre el cárter y la banda de rodamiento del neumático.

■ **Caso de carga 2: Máxima frenada con la rueda trasera**

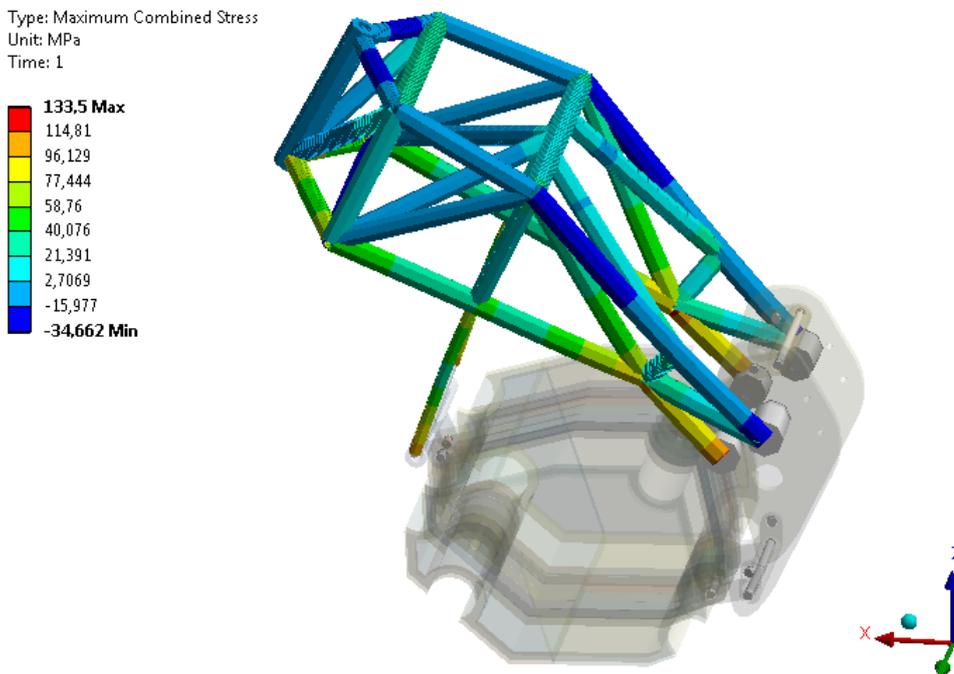


Figura 4.57: Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 2

En la figura anterior se puede observar que para este caso las tensiones máximas combinadas a tracción se encuentran en los tubo 32 y 33 con un valor de 72 [MPa] y un valor máximo en compresión de -12.5 [MPa] que solicitan al tubo 31.

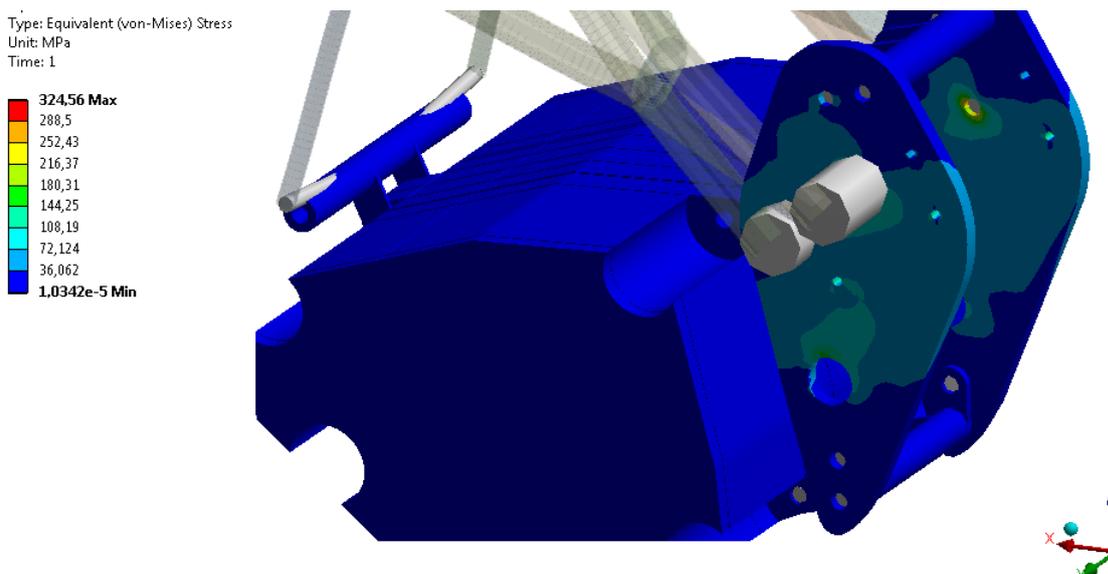


Figura 4.58: Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 2

En esta figura se muestra un valor máximo de tensión equivalente de 110 [MPa] en las placas de sujeción.

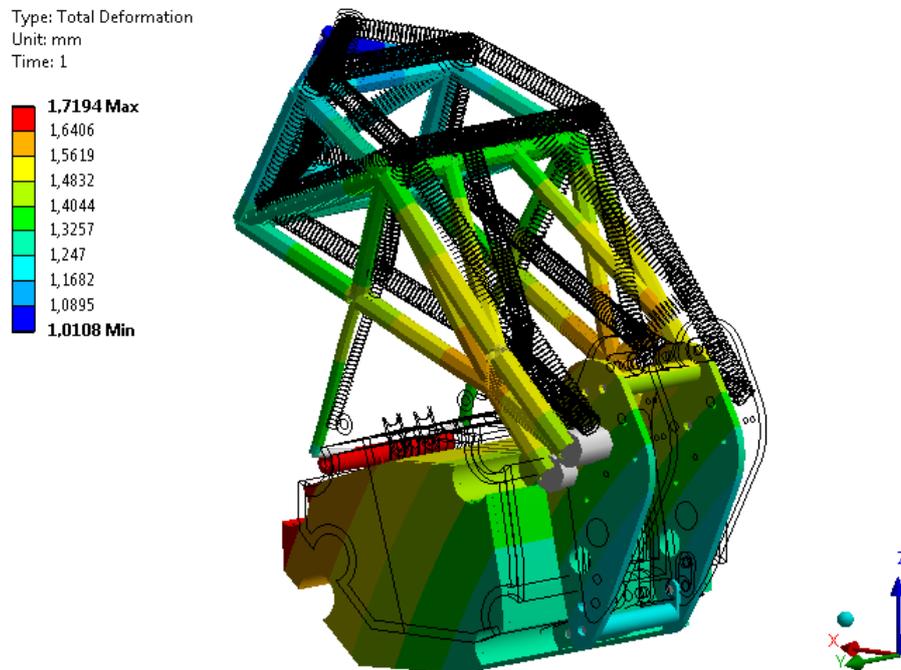


Figura 4.59: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 2

En la figura anterior se muestran los desplazamientos del modelo, donde este tiene un máximo de 1.72 [mm] sobre el eje de sujeción delantero del motor.

■ **Caso de carga 3:**

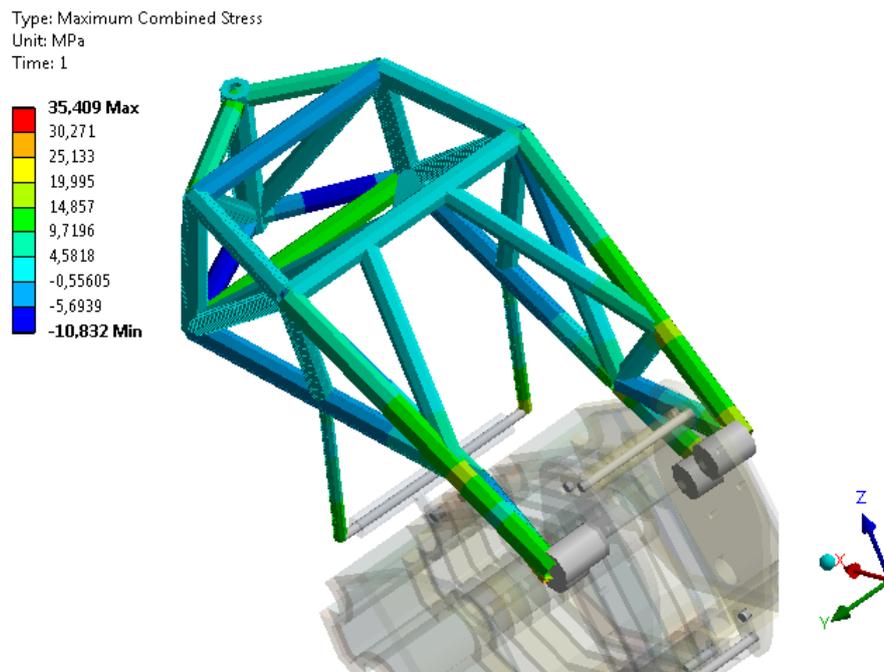


Figura 4.60: Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 3

En esta figura se puede observar que la tensión máxima combinada en tracción sobre el chasis se encuentra en los tubos 17 y 28 con un valor de 18 [MPa] y un valor máximo en compresión de -10.8 [MPa] en los tubos 14 y 23.

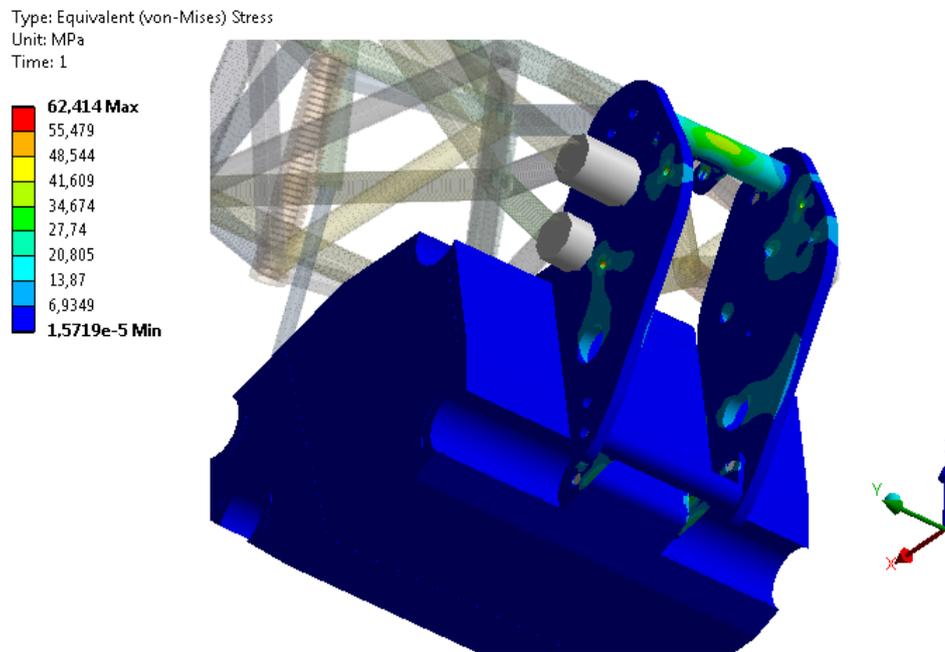


Figura 4.61: Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 3

En la imagen anterior se puede observar que la tensión máxima equivalente se genera sobre el soporte del amortiguador con un máximo de 40 [MPa].

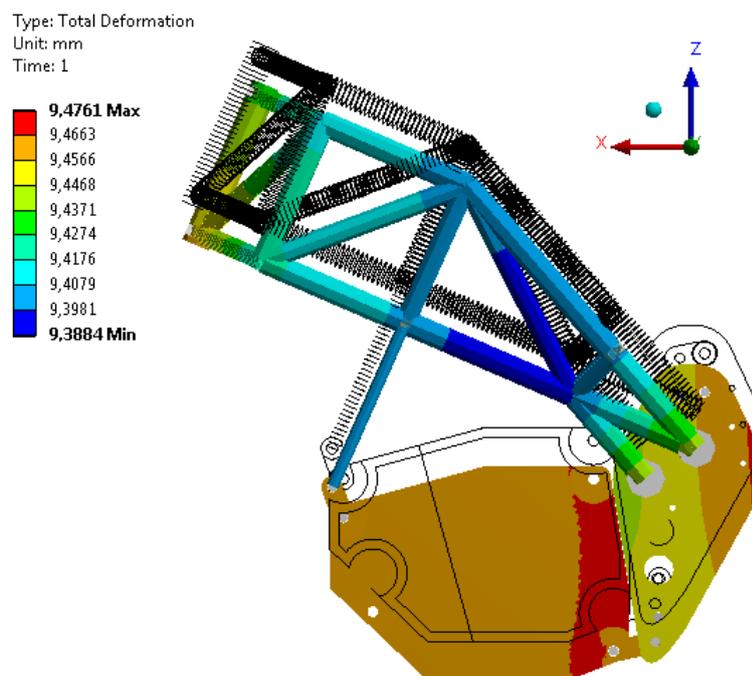


Figura 4.62: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 3

En esta imagen se puede observar que los desplazamientos máximos se encuentran sobre la parte posterior del motor y las placas de sujeción con un valor de 9.5 [mm].

■ **Caso de carga 4:**

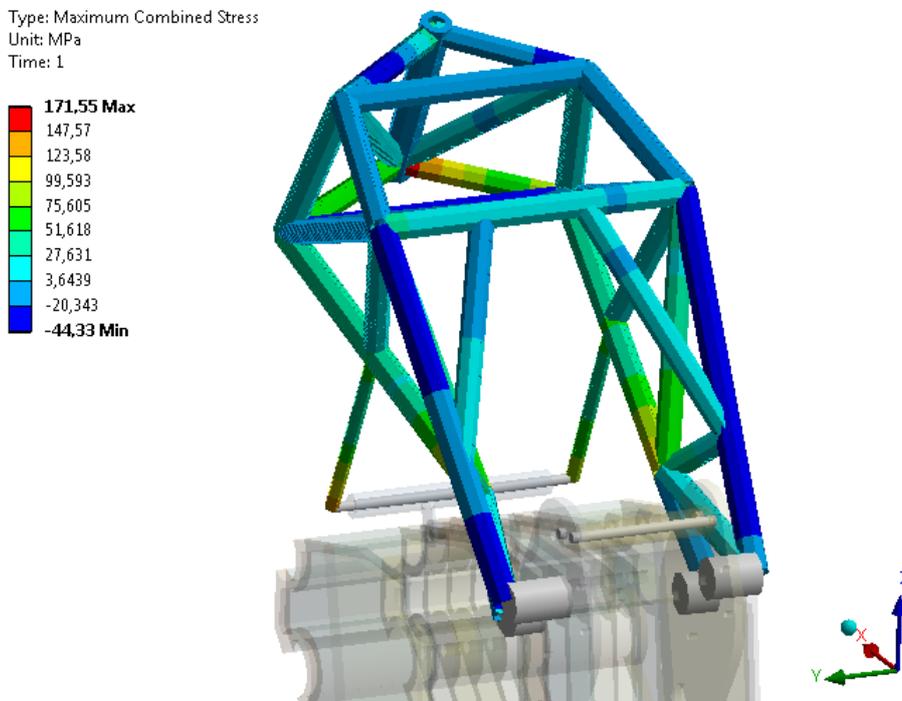


Figura 4.63: Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 4

En esta imagen se puede observar que la tensión máxima combinada a tracción tiene un valor de 115 [MPa] sobre el tubo 32 y una máxima en compresión de -44 [MPa] en el tubo 7.

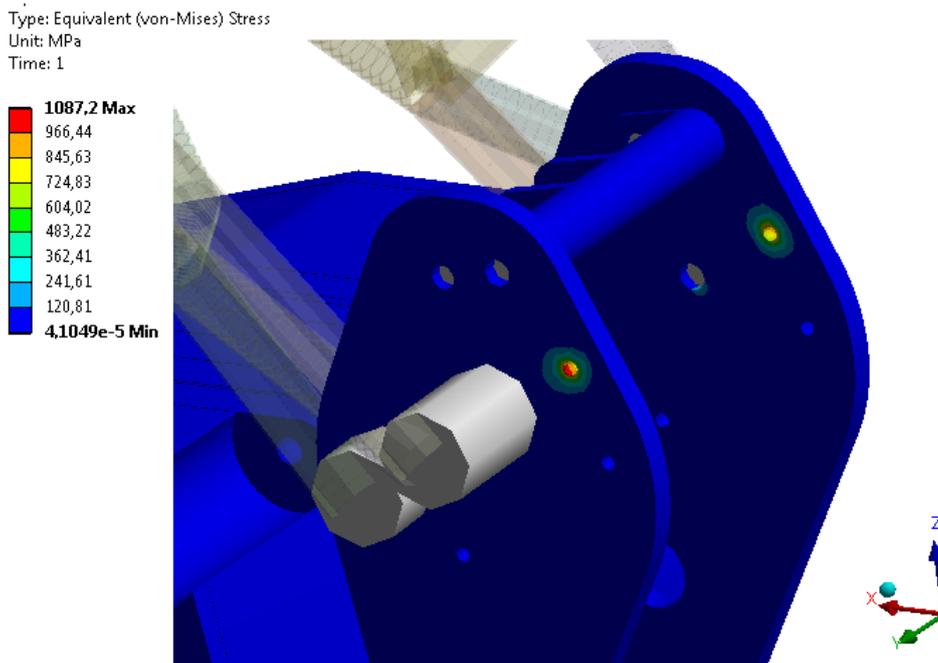


Figura 4.64: Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 4

En la figura anterior se puede ver el mapa de tensiones equivalentes sobre el modelo, el máximo observado es de 275 [MPa] sobre las placas de sujeción.

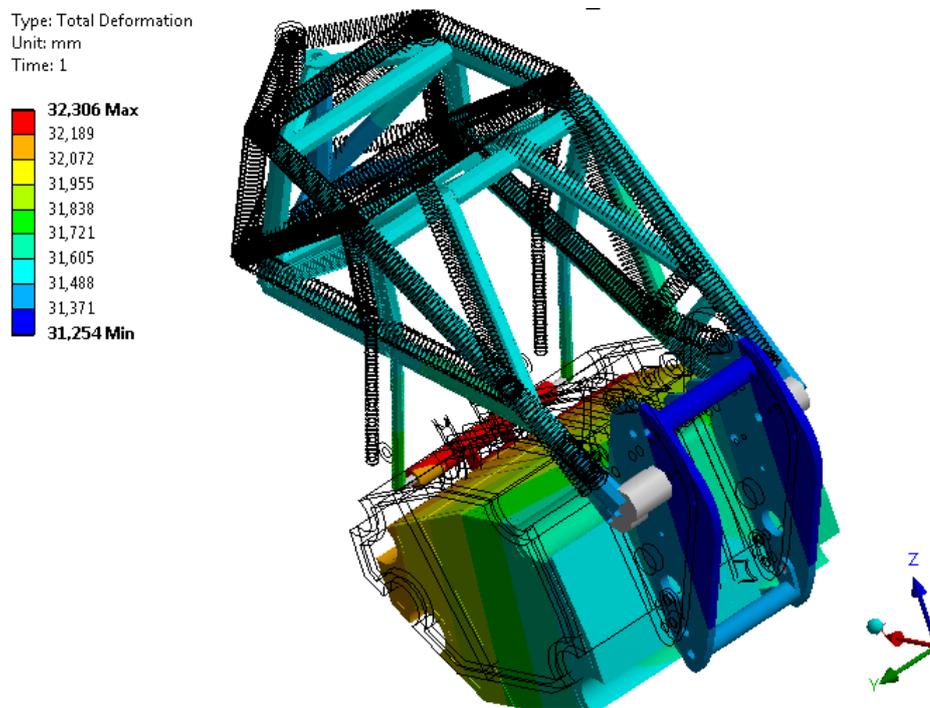


Figura 4.65: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 4

Se puede observar en la figura anterior que el desplazamiento máximo tiene un valor de 32 [mm] y se da sobre el eje de sujeción delantero del motor.

■ Caso de carga 5:

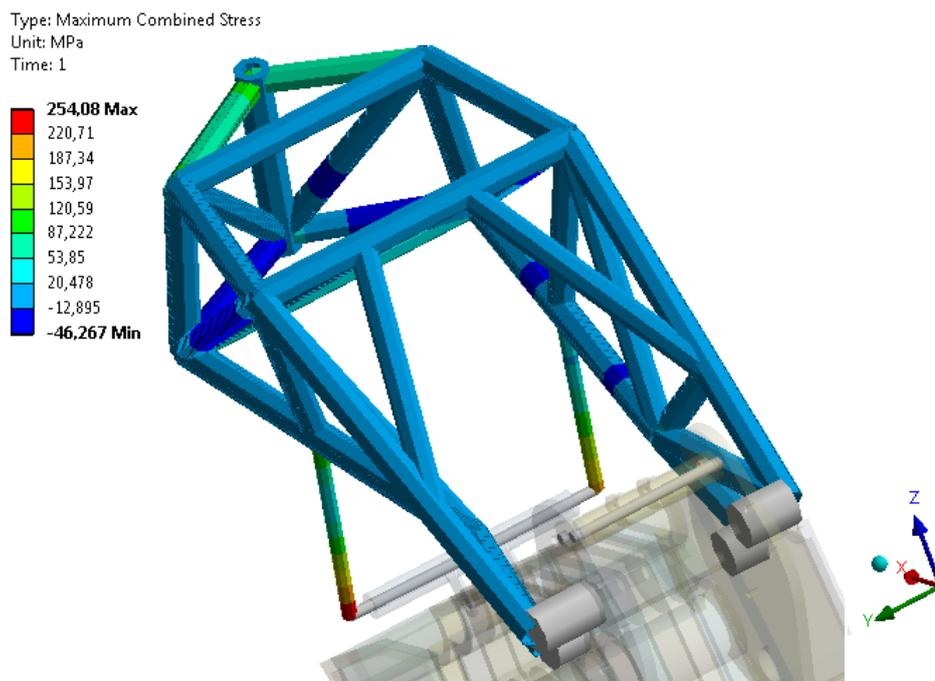


Figura 4.66: Tensión máxima combinada (en [MPa]) para la condición de carga 5

Como se observa en la figura anterior el máximo de tensión combinada en tracción es de 140 [MPa] y se encuentra en el tubo 32 y con un máximo en compresión de -41 [MPa] en el tubo 14.

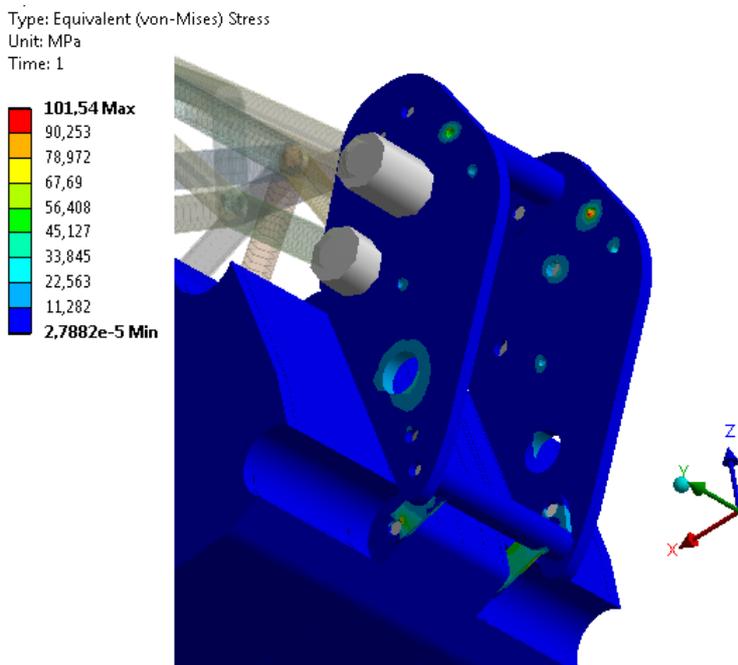


Figura 4.67: Tensión equivalente de Von-Mises (en [MPa]) para la condición de carga 5

En la figura anterior se puede observar que la tensión máxima equivalente se da en en las placas de sujeción con un valor máximo de 100 [MPa].

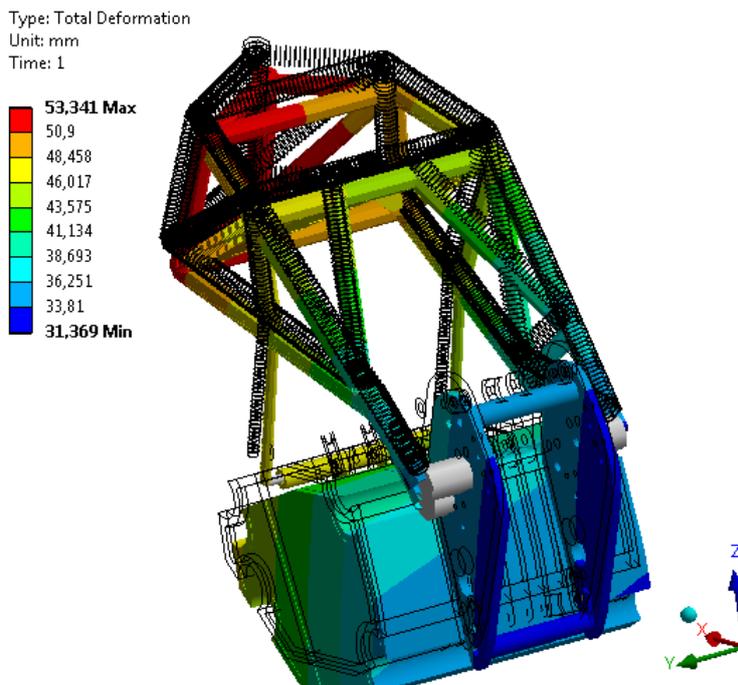


Figura 4.68: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de carga 5

En esta imagen se puede observar el desplazamiento con un valor máximo de 53 [mm] en la zona

de la pipa de dirección.

En el análisis se encontró una complicación frecuente a la hora de observar las tensiones equivalentes (Von-Mises), ya que estas eran elevadas en cercanías de aristas de orificios y en los nodos de unión. Esto es debido a las singularidades matemáticas que son propias del modelado, y que alteran el mapa de distribución de tensiones que brinda el software.

Este problema no tiene solución, por lo que se optó por hacer una visualización de las tensiones sobre la estructura en escala logarítmica, lo cual permitió un análisis más certero del mapa de resultados. Una vez realizado esto se buscaron las tensiones máximas según un criterio personal interpretando la información que brinda el software. Como se muestra en la siguiente figura:

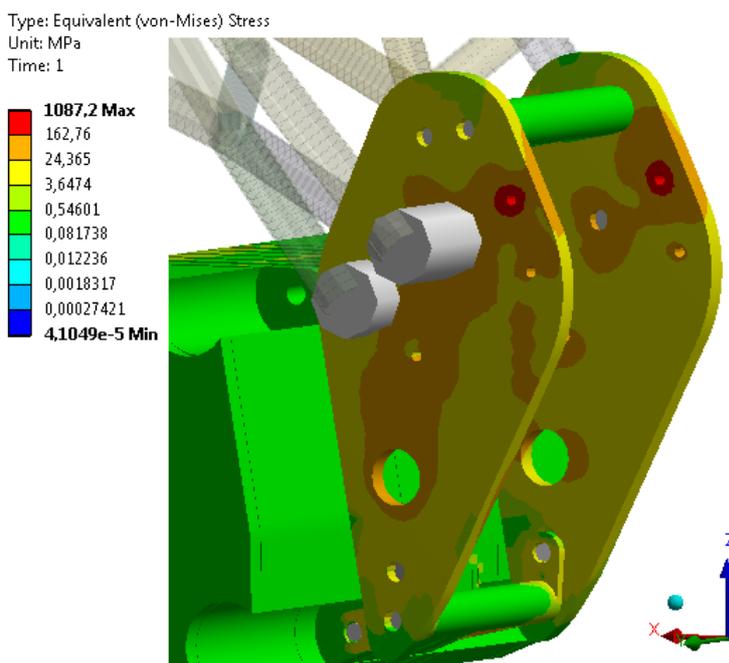


Figura 4.69: Tensión equivalente de Von-Mises escala logarítmica (en [MPa]) para la condición de carga 4

Luego de realizar el análisis se observó que la distribución de tensiones sobre la estructura en los distintos tipos de caso de carga no son elevadas. Estas se encuentran por debajo de los límites elásticos de los materiales (acero 4130 y aluminio 7075).

Tensión admisible del acero:

$$\sigma_{admissible} = 482,63 \text{ Mpa} \quad (4.12)$$

Tensión admisible Aluminio 7075:

$$\sigma_{admissible} = 462 \text{ Mpa} \quad (4.13)$$

A continuación se confeccionó una tabla con el detalle de las tensiones combinadas máximas en cada tubo para cada caso de carga (Sin tener en cuenta el Factor de seguridad):



| Tubo N° | CASOS DE CARGA (Tensiones combinadas sobre el chasis) | | | | |
|---------|---|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | Caso N° 1 [Mpa] | Caso N° 2 [Mpa] | Caso N° 3 [Mpa] | Caso N° 4 [Mpa] | Caso N° 5 [Mpa] |
| 1 | 110 | -11,9 | 8,5 | -25 | 63 |
| 2 | 58 | -5,7 | 3,5 | 0 | 0 |
| 3 | 80 | -5 | 16 | -29 | 14 |
| 4 | 32 | 3,3 | 5,8 | 14 | 8,5 |
| 5 | 14 | 5,8 | 3,8 | 20 | 5 |
| 6 | 30 | 3 | 5,5 | 18 | 3 |
| 7 | 78 | -6 | 16 | -44,2 | 12 |
| 8 | 59 | -6 | 4 | 0 | 0 |
| 9 | 115 | -11,3 | 10,5 | -38 | 75 |
| 10 | -29 | 9,7 | -2,8 | 0 | 0 |
| 11 | 8 | 1,4 | 1,6 | 3 | 8 |
| 12 | 9 | 1,7 | 1,6 | 5,6 | -3 |
| 13 | 6 | 5,3 | 4 | 19 | -13 |
| 14 | -70 | 36 | -10,7 | 135 | -40,9 |
| 15 | 26 | 5 | 2,6 | 9,5 | 14 |
| 16 | -11 | 2 | 2 | 3 | -10 |
| 17 | -26,8 | 18 | 17 | 112 | -15 |
| 18 | 5 | 5 | 3 | 18,5 | 12 |
| 19 | 35 | 5 | 5,8 | 65 | 14,5 |
| 20 | 18 | 3 | 6,9 | 35 | 20,2 |
| 21 | 25 | 8 | 14 | 6,5 | -1 |
| 22 | 6 | 5,3 | 3,5 | 21 | 2,8 |
| 23 | -71 | 38 | -10,8 | 65 | -34,6 |
| 24 | 25 | 5 | 2 | 8,5 | 16 |
| 25 | -12 | 3 | 1,8 | 3 | -11,5 |
| 26 | 4,9 | 5,32 | 3 | 21 | 6,3 |
| 27 | 35 | 5,5 | 6,9 | 67 | 12 |
| 28 | 26 | 18 | 19 | 105 | 6,5 |
| 29 | 17 | 4 | 4,5 | 35 | 12,5 |
| 30 | 23,4 | 8 | 10,5 | 15 | -0,7 |
| 31 | 62,8 | -12,5 | 10,3 | -34 | 35,6 |
| 32 | 79 | 72 | 12,5 | 115 | 140 |
| 33 | 82 | 72 | 13 | 85 | 120 |

Tabla 4.7: Valores de tensiones máximas en cada caso

En la tabla anterior se muestran en rojo las tensiones combinadas máximas para cada caso de carga y en que tubo se encuentra. Luego de esto se confeccionaron dos tablas en las cuales se incluyeron las tensiones máximas combinadas y equivalentes afectadas por un factor de seguridad, y en las cuales también se incluyen los márgenes de seguridad (en fluencia) para la estructura:

| Caso | Tensión máxima equivalente [Mpa] | Tensión equivalente por F.S. | Tensión admisible [Mpa] | M.S. (otros componentes) |
|------|----------------------------------|------------------------------|-------------------------|--------------------------|
| 1 | 22,312 | 26,8 | 462 | 16,3 |
| 2 | 110 | 132,0 | 462 | 2,5 |
| 3 | 40 | 48,0 | 482,63 | 9,1 |
| 4 | 275 | 330,0 | 462 | 0,4 |
| 5 | 100 | 120,0 | 462 | 2,9 |

Tabla 4.8: Detalle de tensiones equivalentes de Von-Mises afectadas por el factor de seguridad para las diferentes condiciones de carga

| Caso | Tensión máxima combinada [Mpa] | Tensión equivalente por F.S. | Tensión admisible [Mpa] | M.S. (tubos) |
|------|--------------------------------|------------------------------|-------------------------|--------------|
| 1 | 115 | 138 | 482,63 | 2,5 |
| 2 | 72 | 86,4 | 482,63 | 4,6 |
| 3 | 17 | 20,4 | 482,63 | 22,7 |
| 4 | 115 | 138 | 482,63 | 2,5 |
| 5 | 140 | 168 | 482,63 | 1,9 |

Tabla 4.9: Detalle de tensiones combinadas afectadas por el factor de seguridad para las diferentes condiciones de carga

Los márgenes de seguridad (en fluencia) obtenidos sobre la estructura son mayores a cero lo cual indica que la estructura no fallará.

Los altos (M.S) obtenidos indican ineficiencia estructural, lo que sugiere baja relación rigidez/peso. Esto se debe a que la estructura fue diseñada para cumplir criterios de rigidez.

4.7. Análisis de cordones de soldadura

Para llevar a cabo el análisis sobre la soldadura, se tiene en cuenta el material de aporte y el cordón (ver Ref. [9]). En la siguiente figura se describen las diferentes partes del cordón de soldadura:

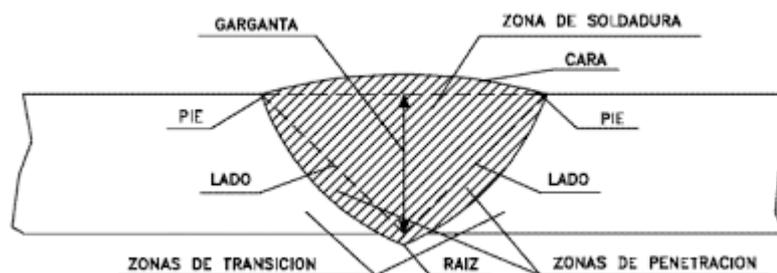


Figura 4.70: Partes del cordón de soldadura.

Se utiliza el siguiente criterio:

$$\tau_{soldadura} = \frac{P_{max}}{T \cdot L_{soldadura}} \quad (4.14)$$

donde:

- P_{max} es la carga máxima a la cual esta solicitada el tubo
- $L_{soldadura}$ es la longitud mas corta de soldadura
- T es el cuello o garganta de la soldadura (definido como el pie de la soldadura por el $\cos(45)$)

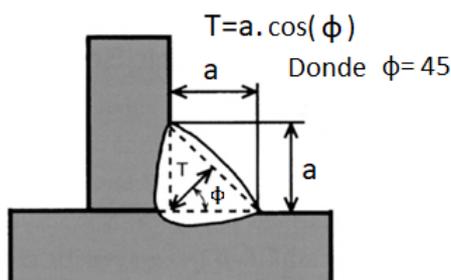


Figura 4.71: Cálculo garganta de soldadura

El valor de $\tau_{soldadura}$ debe ser menor al $\tau_{admisible}$ para que la soldadura no falle. El $\tau_{admisible}$ se define como:

$$\tau_{admisible} = \tau_{\delta u} \cdot 0,85 \quad (4.15)$$

donde $\tau_{\delta u}$ es la tensión de fluencia del material de aporte. Como material de aporte se utilizará acero 4130 para no utilizar un material de propiedades inferiores que la del tubo del chasis. Este posee una tensión de fluencia de 482,633 [MPa], por lo tanto el $\tau_{admisible}$ es igual a 410.24 [MPa].

Lo que se realizó en una primera instancia, es verificar el caso mas crítico, es decir, buscar la carga máxima entre todos los tubos y la longitud de soldadura mas corta. Para ello se confeccionó una tabla con los cinco casos de carga, los 33 tubos y las tensiones máximas combinadas las cuales se obtuvieron utilizando el software ANSYS®.

En la tabla 4.7 se observa las tensiones combinadas de todos los tubos, se seleccionó la máxima entre todas ellas resultando una tensión de 140 [MPa] obtenida de la zona media del tubo 32, ya que no se tuvo en cuenta los extremos para realizar el calculo, debido a que el mapa de resultados de tensiones en esta zona se ve afectada por singularidades. La carga máxima es la tension máxima por el área de la sección transversal del tubo es decir:

$$P_{max} = 140[MPa] \cdot 7,67E - 5[m^2] = 10738[N] \quad (4.16)$$

Para el cálculo de la longitud de soldadura, en este caso se utilizó el modelo de chasis realizado en CATIA®. Se buscó la longitud de soldadura mas corta (aproximadamente cero) resultando de una inspección visual, la que vincula los tubos 32 y 33 (barras que sostienen al motor) debido a que son las barras de menor diámetro tal como se ve en la figura:

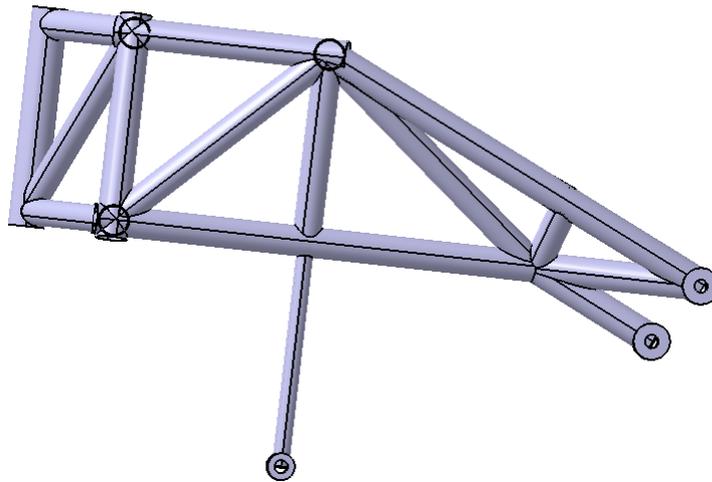


Figura 4.72: Chasis vista lateral

Visto mas de cerca:

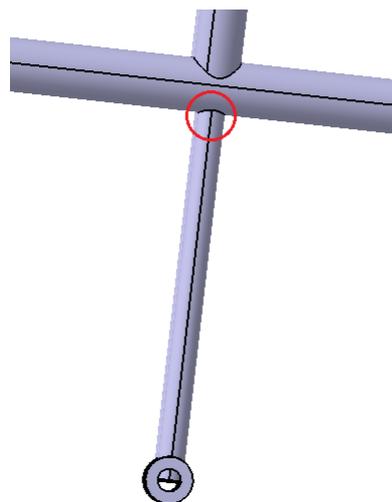


Figura 4.73: Zona crítica de soldadura

Como se observa en la figura anterior, esta zona de la estructura, es crítica por el cambio de sección entre los tubos 32-28, y 33-17 (1 [in] a 0,5 [in]), es por ello que se optó por realizar una modificación para que la misma trabaje de la mejor manera posible al corte y además aumentar la longitud de este cordón de soldadura. Para lograrlo, se incorporaron unas pequeñas placas de 1,2 [mm] de espesor en forma triangular como se muestra en la siguiente figura:

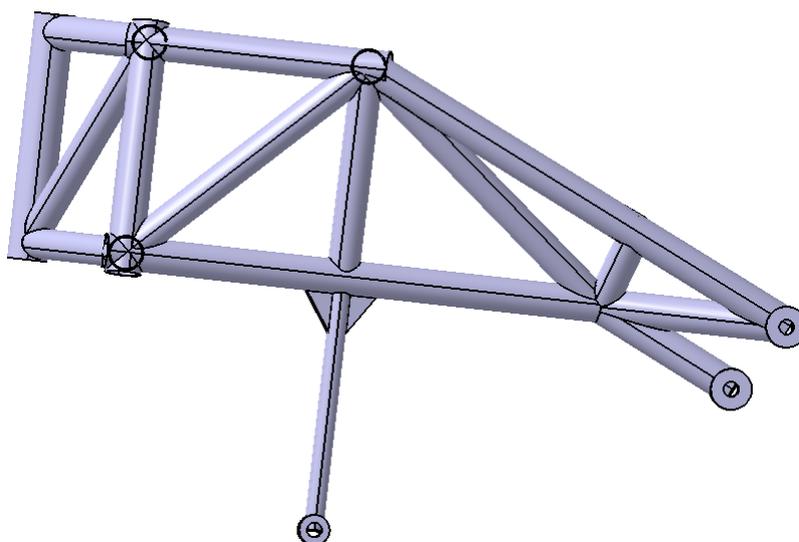


Figura 4.74: Vista lateral chasis con placas soldadas

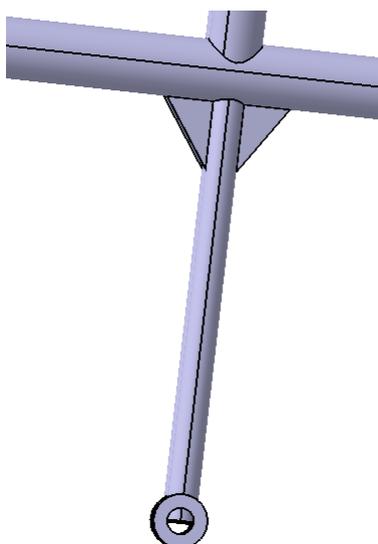


Figura 4.75: Placas soldadas - Vista ampliada

Una vez incorporadas estas placas se logró aumentar la longitud del cordón de soldadura a aproximadamente 150 [mm].

Descartando ese cordón, nuevamente se verificaron todas las longitudes de soldadura resultando la de menor longitud de 75,549 [mm] entre los tubos 4-5, y 5-6. Para ser conservativos se utilizó una longitud de 70 [mm] y un pie de soldadura igual al espesor de los tubos de 2 [mm] siendo:

$$\tau_{soldadura} = \frac{10738}{1,41E - 3 \cdot 0,07} = 109 [MPa] \quad (4.17)$$

A esta tensión obtenida en la ecuación 4.17 se la multiplica por el factor de seguridad de 1,2.

$$\tau_{soldadura} = 130,8 [MPa] \quad (4.18)$$

Con este resultado queda demostrado que $\tau_{soldadura} \ll \tau_{admisible}$ ($130,8 [MPa] \ll 410 [MPa]$) con un M.S de soldadura 2,13 por lo tanto no se esperan fallas sobre los cordones de unión por soldadura.

4.8. Análisis pandeo modelo final

Se realizó conjuntamente con los anteriores análisis. Este estudio es solo para verificar la ausencia de pandeo ante las cargas de compresión generadas.

Con el programa ANSYS® se realizó lo que se conoce como "Linear Buckling" :

- **Pandeo de tubos chasis - Caso de carga N°1:** La tensión máxima combinada en compresión en este caso es de -160 [MPa] en los tubos 14 y 23. Realizando el análisis con el cálculo de 30 modos se obtuvo que los tubos más solicitados en compresión, pandean en el modo N° 4 con una carga 140,93 veces mayor a la carga aplicada:

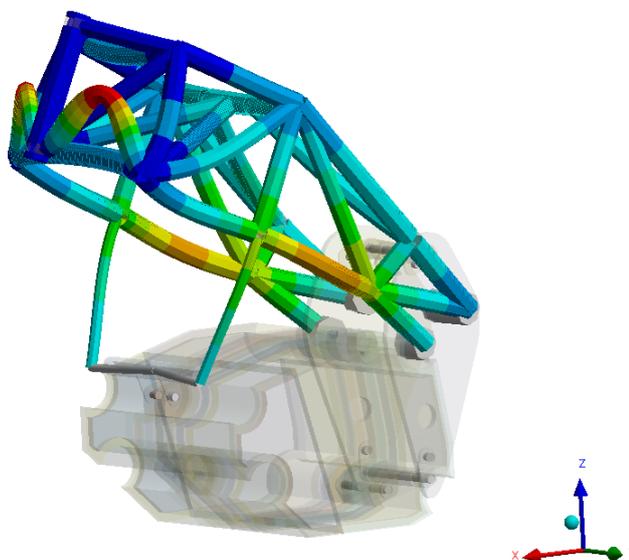


Figura 4.76: Pandeo de tubos 14 y 23 con un factor multiplicador de 140,93.

- **Pandeo de tubos chasis - Caso de carga N°2:** La tensión máxima combinada en compresión en este caso es de -60 [MPa] en el tubo 31. Realizando el análisis con el cálculo de 30 modos se obtuvo que el tubo más solicitados en compresión, pandea en el primer modo con una carga 343,62 veces mayor a la carga aplicada:

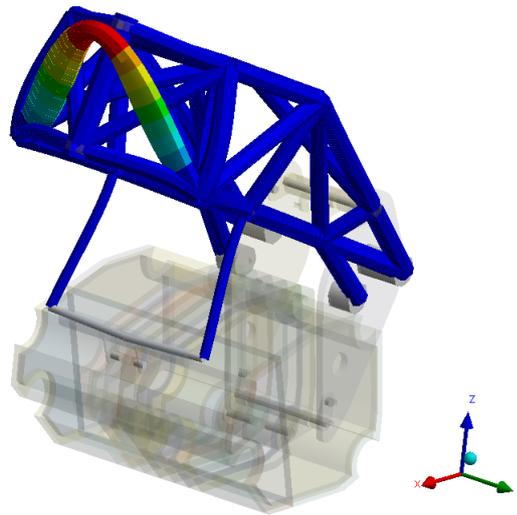


Figura 4.77: Pandeo del tubo 31 con un factor multiplicador de 343,62.

- **Pandeo de tubos chasis - Caso de carga N°3:** Para este caso, se calcularon 50 modos. De los calculados no se pudo observar ningún pandeo en las barras, esto, como en el caso anterior puede ser debido a las bajas tensiones de compresión en los tubos resultando - 40 [MPa] como la máxima tensión.
- **Pandeo de tubos chasis - Caso de carga N°4:** En este caso, la máxima tensión de compresión que se encontró es de aproximadamente -60 [MPa] en el tubo 31, generándose un pandeo de estos en el modo N° 6 con un factor de 135,59 veces la carga de compresión:

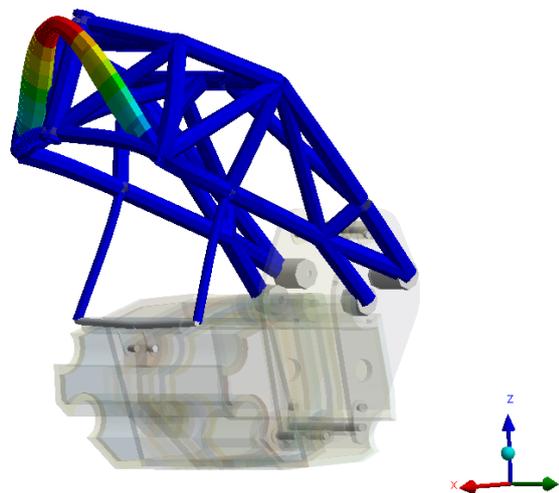


Figura 4.78: Pandeo del tubo 31 con un factor multiplicador de 135,59.

- **Pandeo de tubos chasis - Caso de carga N°5:** En este último caso, la tensión máxima combinada en compresión tiene un valor aproximado de -80 [MPa] en el tubo 23. En el análisis de los modos se obtuvo que el pandeo se genera en el modo N°7 con un factor multiplicador de 256,81 veces la carga de compresión:

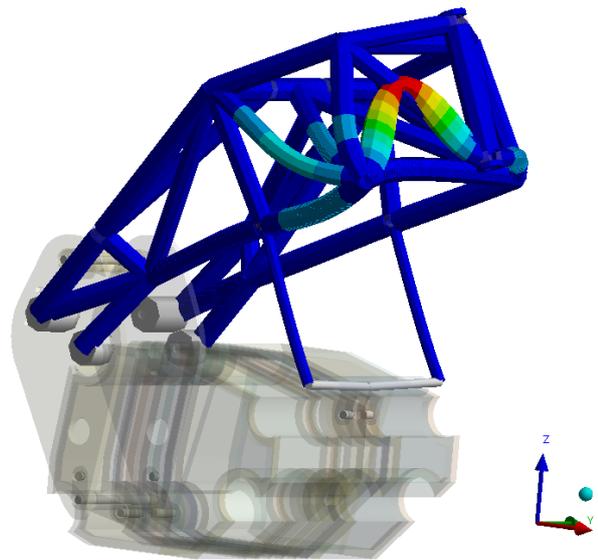


Figura 4.79: Pandeo del tubo 23 con un factor multiplicador de 256,81.

Debido a que el software realiza un análisis lineal del problema (modulo elástico zona lineal), sin tener en cuenta la zona plástica del material. Es por ello que se realizó una verificación analítica conservativa aplicando correcciones por plasticidad.

En la verificación se estudio el caso mas critico del fenómeno de pandeo en el tubo de mayor longitud que compone al chasis (tubo 31).

Se obtuvo por correcciones de plasticidad que la tensión critica de pandeo del tubo es de 448,15 [MPa], luego de esto se examinó el chasis para encontrar la máxima tensión aplicada en compresión, la cual resulto ser de -160 [MPa]. Por lo tanto para que ocurra pandeo se debe aplicar 6,31 veces la tensión máxima aplicada.

Para el calculo del margen de seguridad en pandeo, se afecta la tensión de compresión máxima (-71 [MPa]) por el factor de seguridad.

$$M.S. = \frac{F_c}{f_{apl} \cdot FS} - 1 = \frac{448,15}{160,1,2} - 1 = 1,5 \quad (4.19)$$

De lo obtenido se puede concluir que los M.S en pandeo en cualquier de los casos a analizar son mayores a 1,5.

Capítulo 5

Diseño y cálculo preliminar del subchasis

5.1. Geometría del subchasis

Para el diseño del subchasis se analizó la ergonomía del piloto, cargas que lo solicitan y la rigidez de este.

Para diseñar la arquitectura del subchasis se obtuvieron parámetros físicos del esquema 2D generado con el objetivo de estudiar las distancias físicas y aquellas que definen la ciclística de la motocicleta. Estos se delimitaron para que las deformaciones cumplan con las distancias físicas requeridas y mantengan la confortabilidad del piloto.

El subchasis se estudió mediante elementos finitos con tubos de acero 4130 (ya que fue la propuesta de fabricación) de media pulgada (12,7 [mm]) con un espesor de 1,2 [mm] con la siguiente arquitectura reticulada:

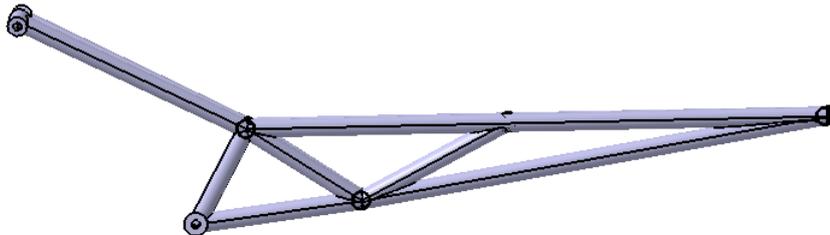


Figura 5.1: Subchasis - Vista lateral

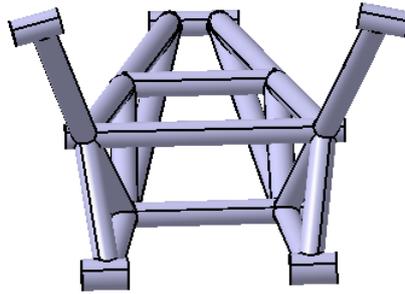


Figura 5.2: Subchasis - Vista frontal

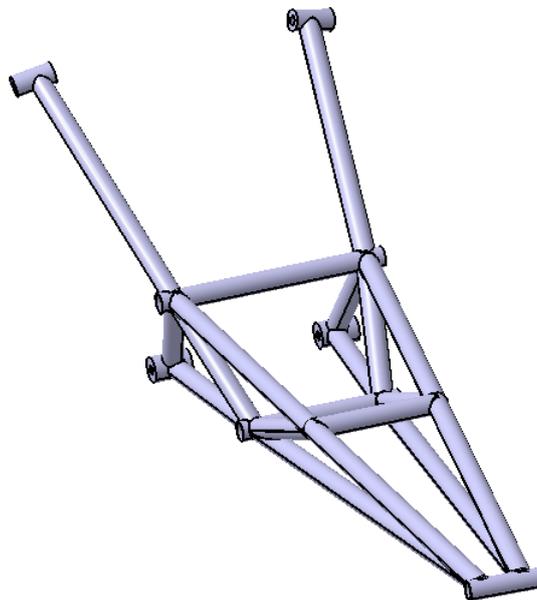


Figura 5.3: Subchasis - Vista isométrica

5.2. Ensayo propuesto por MotoStudent

Para la validación del diseño del subchasis, se optó por realizar una validación mediante elementos finitos. Este análisis es propuesto por el reglamento del MotoStudent (Ref. [1]), el cual consiste en aplicar una carga vertical de 250 [kg] sobre el asiento del piloto de manera progresiva. Al retirar el esfuerzo se verifica que la estructura no haya sufrido deformaciones plásticas.

El estudio se puede entender mejor gráficamente:

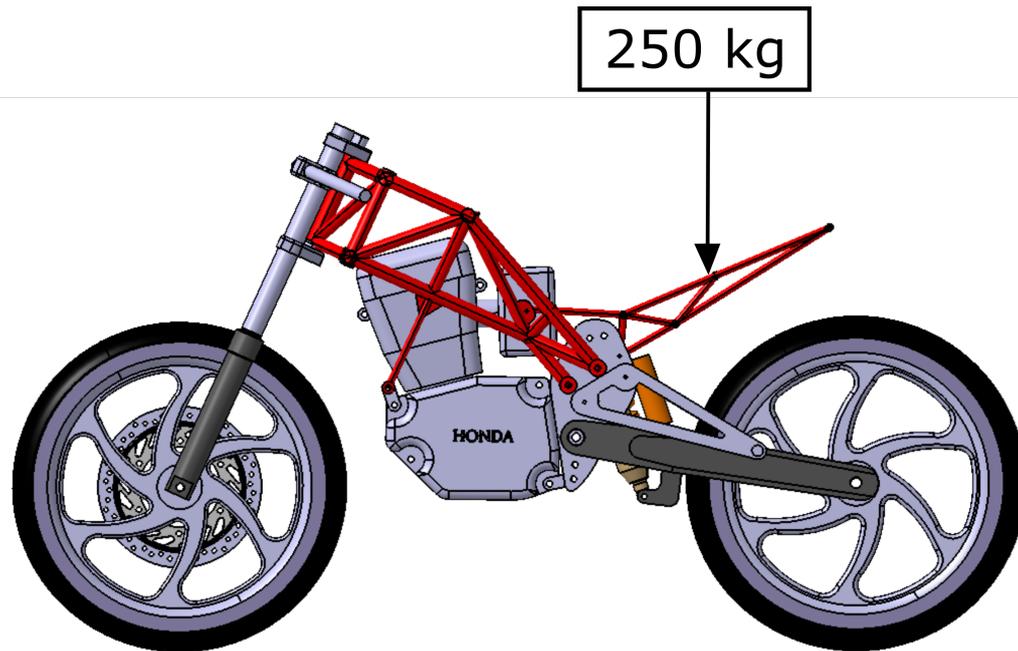


Figura 5.4: Ensayo subchasis - MotoStudent(Ref. [1])

5.2.1. Condiciones de contorno y cargas

Primero se restringieron los cuatros puntos del subchasis que lo vinculan con el chasis y las placas. Luego se colocaron dos fuerzas de 1226,3 [N] que representan los 250 [kg] aplicados en los puntos de anclaje del asiento, como se observa en la siguiente figura:

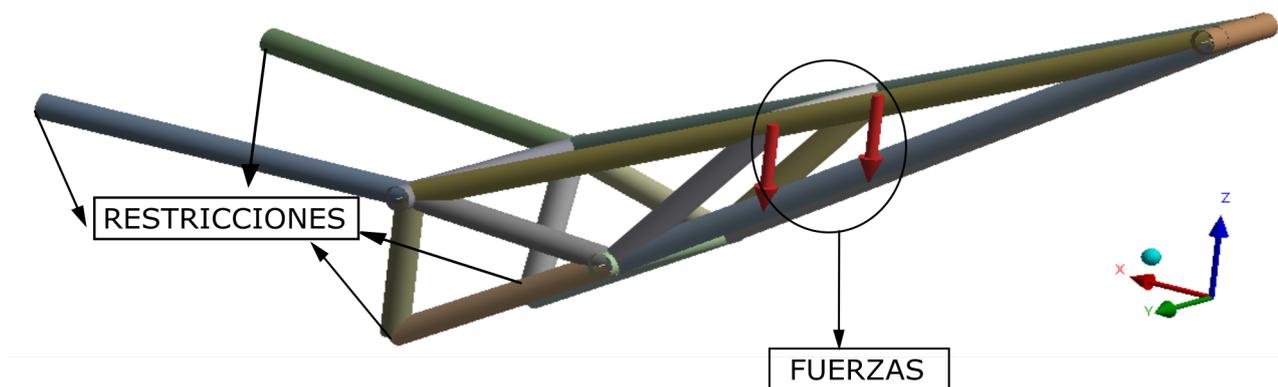


Figura 5.5: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la dirección Z, a fin de contabilizar los efectos que se producen en el subchasis.

5.2.2. Resultados

Del análisis se obtuvieron los siguientes desplazamientos:

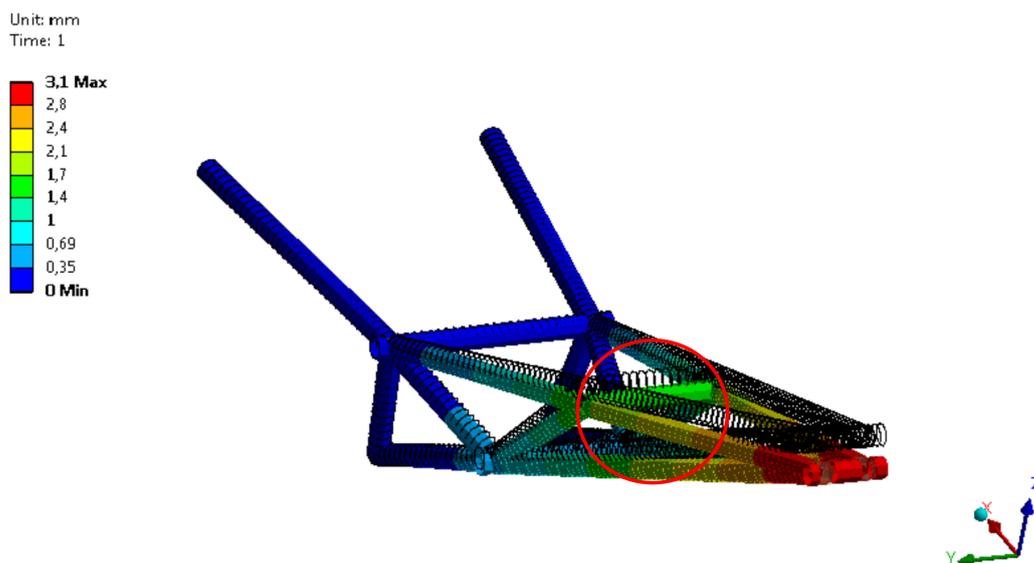


Figura 5.6: Desplazamientos totales (en [mm]) del subchasis sometido a 250 [kg] de carga.

El desplazamiento máximo del subchasis es bajo, y aun mas bajo en la zona de aplicación de las fuerzas (zona del asiento del piloto) observándose un desplazamiento de aproximadamente 2 [mm].

También se evaluaron las tensiones máximas combinadas generadas en los tubos para compararlas con la tensión de fluencia del material y evaluar si este puede entrar en plasticidad:

Como se puede observar de los valores obtenidos, el valor máximo de 416,7 [MPa] (valor multiplicado por un factor de seguridad de 1,2, al igual que en los estudios realizados con anterioridad) esta lejos del valor de fluencia del Acero 4130 con el cual se propuso fabricar el subchasis. Este acero posee un valor de fluencia de 480 [MPa]. **Por lo tanto el valor resultante de tensión máxima combinada se encuentra por debajo de este valor obteniéndose un margen de seguridad de 0,15.**

Se puede concluir que con los estudios realizados el subchasis satisface los requerimientos de diseño.

5.3. Análisis de rigidez

A modo informativo (debido a que no se encontraron rangos de valores de rigidez en la bibliografía), se realizó el análisis de rigidez del subchasis:

5.3.1. Modelo geométrico ANSYS®

Como en los análisis anteriores, primero se realizó el diseño del subchasis en CATIA® para luego exportarlo a ANSYS® como un modelo de líneas, tal como se observa en la siguiente figura:

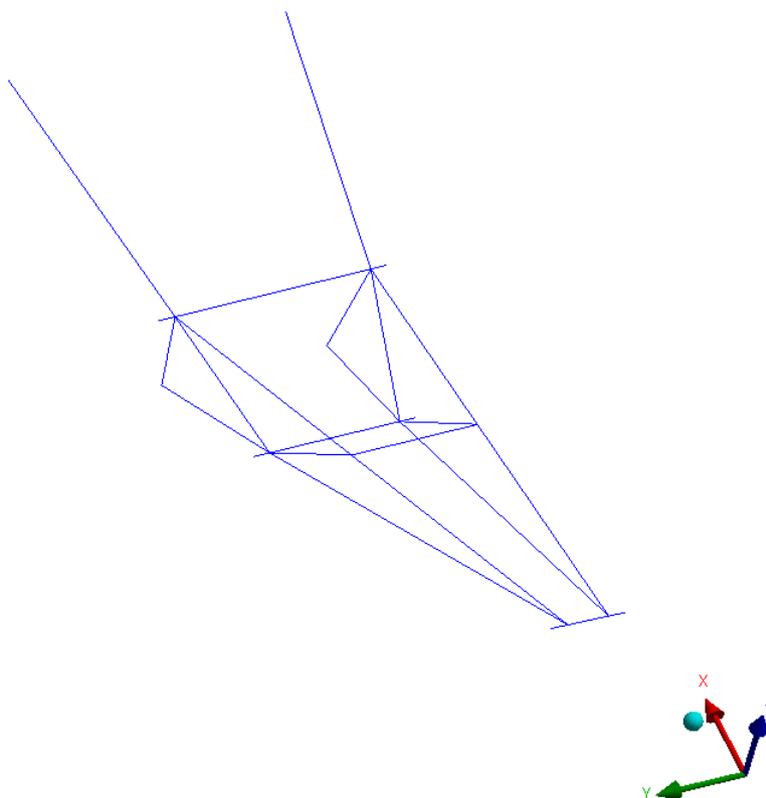


Figura 5.7: Geometría simplificada del modelo de líneas del subchasis realizado en ANSYS®.

5.3.1.1. Discretización del dominio de calculo (Mallado)

Una vez que se definieron las secciones transversales de los tubos del subchasis, se procedió con el mallado:

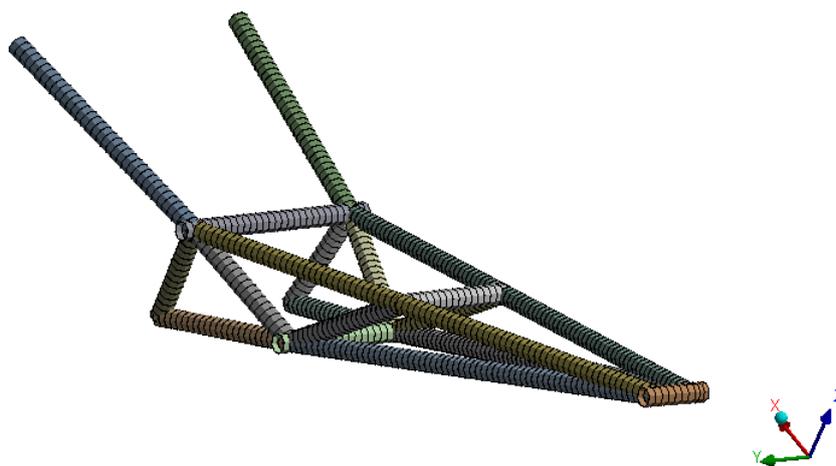


Figura 5.8: Discretización del dominio de cálculo (mallado).

Este cuenta con 1206 nodos y 603 elementos. Este modelo solo esta formado por elementos de línea, es por ello que no se puede observar la calidad de los elementos, se considera que la discretización es la adecuada ya que capta bien los gradientes de deformaciones y resulta eficiente desde el punto de vista computacional.

Para el análisis de la rigidez del subchasis, solo se estudió la rigidez lateral y vertical (longitudinal) debido a que las únicas cargas a las que está sometido es por el peso del piloto (cargas verticales y cargas laterales generadas en la curva).

5.3.1.2. Condiciones de contorno y cargas

■ Rigidez lateral:

En este caso se restringió al subchasis en los cuatro puntos de vinculación con el chasis y las placas. Se colocaron dos fuerzas en la dirección Y de 0,5 [N] cada una en la posición donde va a estar sentado el piloto, tal como se observa en la siguiente figura:

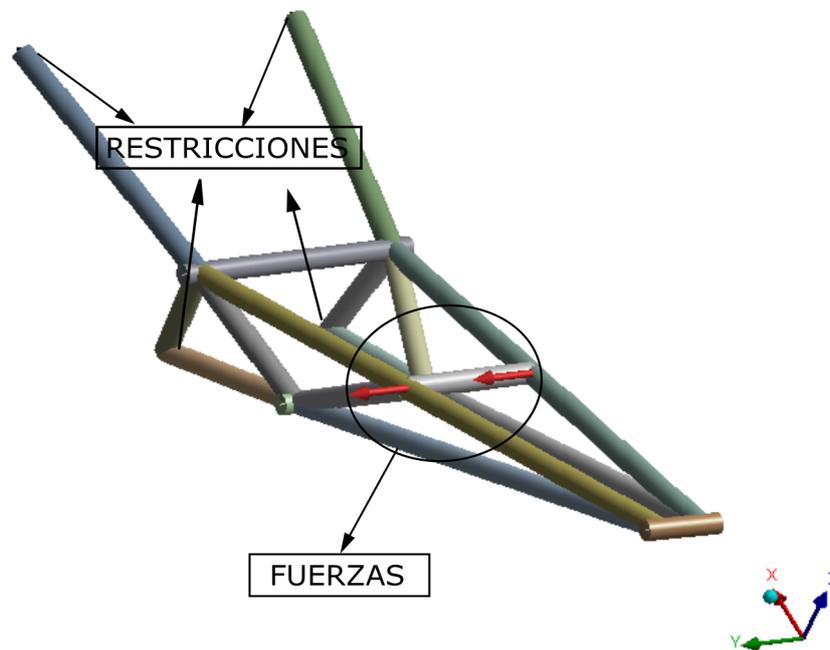


Figura 5.9: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la dirección Y, a fin de contabilizar los efectos que se producen en el subchasis.

■ Rigidez vertical:

Para este caso se colocaron fuerzas verticales en Z de 0,5 [N] cada una manteniendo las restricciones de movimiento del caso anterior:

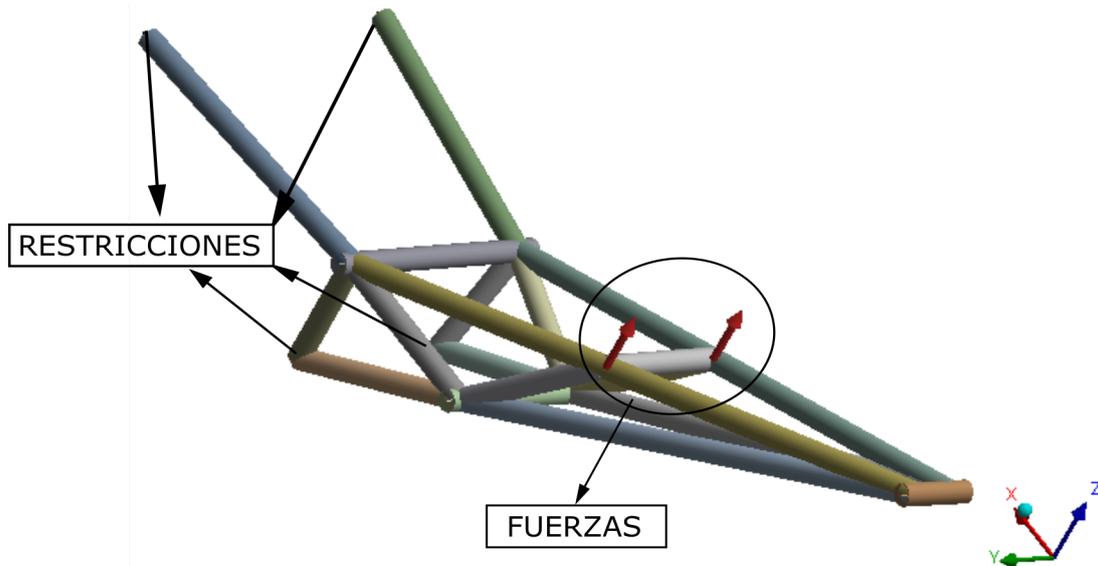


Figura 5.10: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la dirección Z, a fin de contabilizar los efectos que se producen en el subchasis.

5.3.2. Resultados

Con las condiciones de contorno ya definidas se procedió al cálculo de las deformaciones:

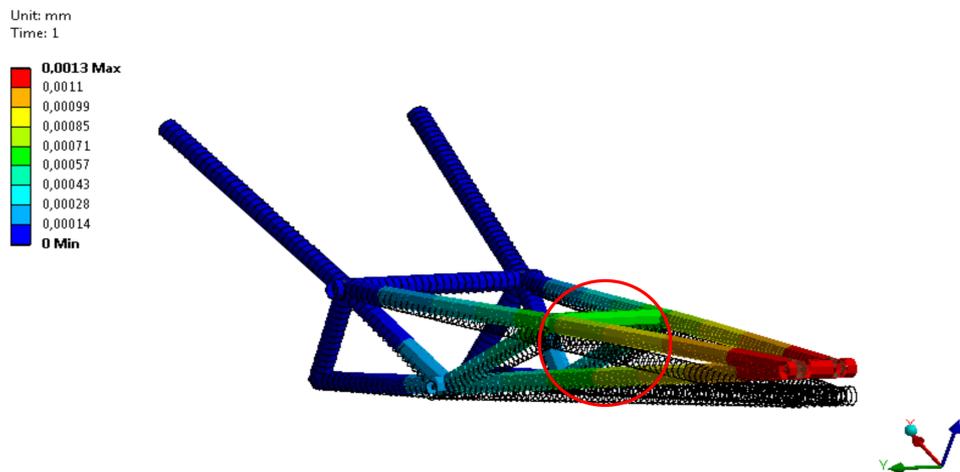


Figura 5.11: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de fuerzas laterales.

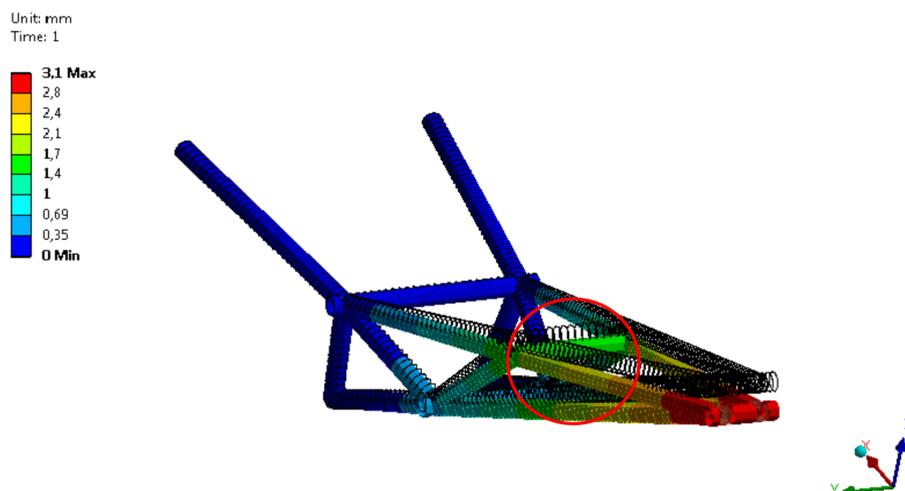


Figura 5.12: Desplazamientos totales (en [mm]) para la condición de fuerzas verticales.

Para los dos casos, los desplazamientos se midieron en la zona de aplicación de las cargas (zonas marcadas en las figuras).

Para resumir se obtuvieron los siguientes valores de rigidez del subchasis:

■ **Rigidez lateral:**

$$K_L = 366 [N/mm] \quad (5.1)$$

■ **Rigidez vertical:**

$$K_V = 1498 [N/mm] \quad (5.2)$$

Capítulo 6

Diseño y cálculo preliminar del basculante

En todo chasis de motocicleta moderno, se tiene un elemento que cumple la función de permitir el libre movimiento de la rueda trasera en sentido vertical e inhibir el movimiento de la misma en sentido horizontal. En términos técnicos, este tipo de elemento se denomina basculante.

El cuerpo del basculante, posee un punto fijo a una estructura en donde se aloja un rodamiento que permite el libre pivoteo del resto del cuerpo.

Actualmente, los basculantes más utilizados son los de dos brazos huecos (sección cuadrada, rectangular, hexagonal, circular), siendo los mismos construidos en diversas aleaciones férricas o en aleaciones de aluminio (menor peso), siendo hoy en día esta la más utilizada.

6.1. Geometría del basculante

En este proyecto se optó por realizar el basculante de aleación de aluminio con una sección rectangular. Para el diseño de este, se tuvo en cuenta la posición de la rueda trasera y la distancia de separación de las placas en las cuales se posicionó el eje del basculante. El prediseño propuesto es el siguiente:

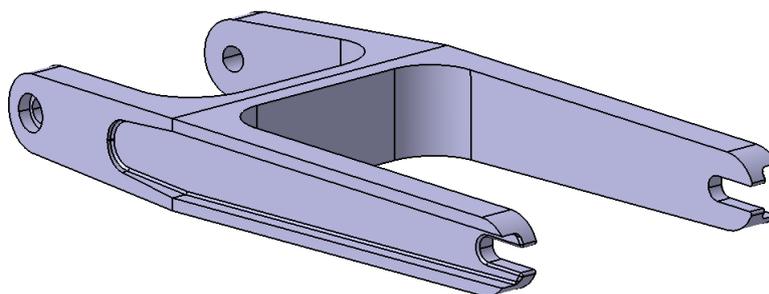


Figura 6.1: Diseño preliminar basculante

6.1.1. Propiedades del material

Para la fabricación del basculante, se decidió conjuntamente con la empresa Paolucci Racing Performance realizar la pieza totalmente fundida. Se seleccionó el material aluminio 6061 y se degradaron sus propiedades de diseño a debido que en la fundición del mismo no conserva las propiedades del estado inicial. Propiedades aluminio 6061:

- Densidad : 2700 [kg/cm³]
- Modulo de Young (E): 70000 [MPa]

Para el cálculo las propiedades del material fueron degradadas utilizando como modulo de Young un 85 % del valor, es decir $E = 59500$ [MPa].

6.1.2. Análisis de rigidez

Para el análisis de la rigidez del basculante también se utilizó la referencia [2] en donde se obtuvieron intervalos para el basculante. Estos intervalos son:

| | |
|--------------------------|---------------------------|
| Rigidez Lateral | 800 - 1600 [N/mm] |
| Rigidez Vertical | - |
| Rigidez Torsional | 1000000 - 2000000 [Nmm/°] |

Tabla 6.1: Rigideces basculante- Ref. [4]

6.1.2.1. Discretización del dominio de cálculo (mallado)

Las simplificaciones realizadas para la construcción del modelo de elementos finitos, consistió en eliminar las muescas traseras y los radios internos a fin de facilitar la construcción de una malla de calidad adecuada.



Figura 6.2: Discretización del dominio de cálculo

El modelo cuenta con 246 K nodos y 165 K elementos. Esta discretización se considera adecuada ya que la calidad de los elementos es elevada y posee una calidad media del 83,3 %.

6.1.2.2. Condiciones de contorno y cargas

Para los casos a analizar del basculante se calcularon las siguientes rigideces:

1. Rigidez Lateral:

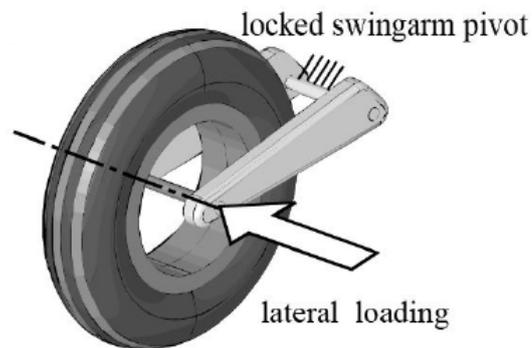


Figura 6.3: Esquema de carga para análisis de rigidez lateral- Ref. [2]

En este caso de rigidez el basculante fue solicitado con dos fuerzas en la dirección Y de 0,5 [N] cada una, colocada sobre el eje de la rueda trasera. Del mismo modo, se restringió el movimiento en el eje que vincula el basculante con las placas como se observa en la siguiente figura:

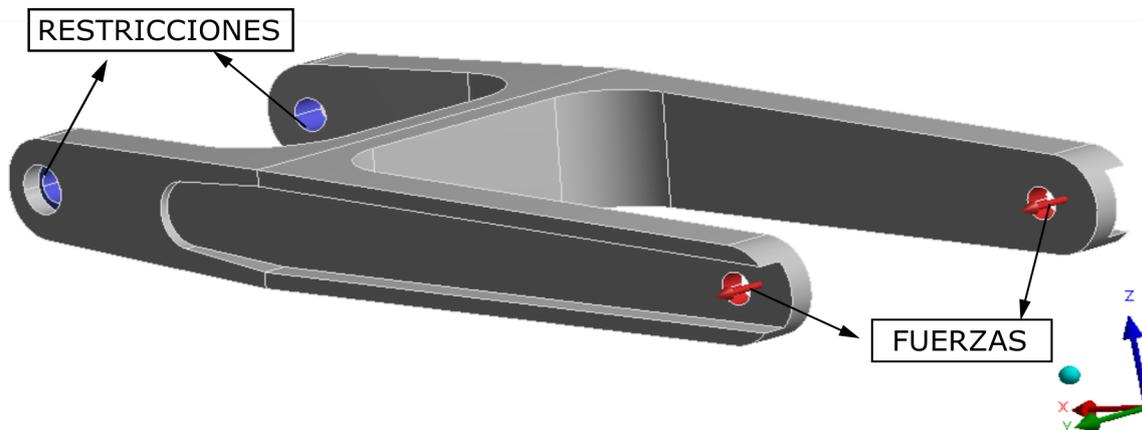


Figura 6.4: Detalle del setup de fuerzas aplicadas en la dirección Y en los orificios del eje de la rueda trasera (rojo), y las restricciones aplicadas en los orificios del eje que lo vinculan con las placas de sujeción (azul), a fin de contabilizar los efectos que se producen en el basculante.

2. Rigidez torsional:

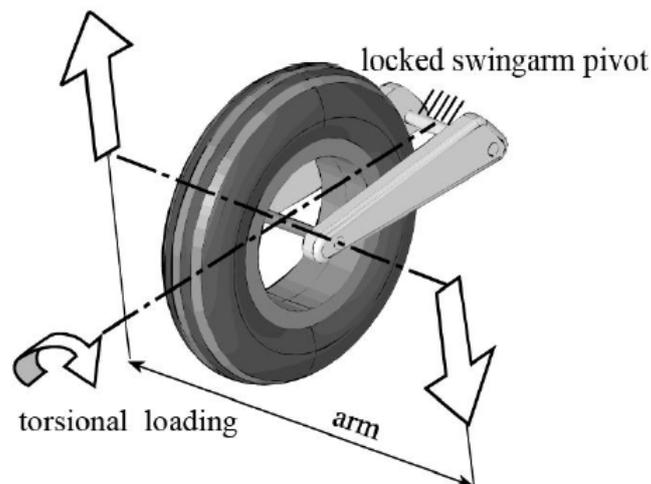


Figura 6.5: Esquema de carga para análisis de rigidez torsional- Ref. [2]

Para este caso se realizó un análisis similar al anterior, solo que el basculante fue solicitado con dos fuerzas en Z de 0,5 [N] de igual magnitud y dirección opuesta, cada una sobre el eje de la rueda trasera. Se mantuvo la misma restricción del movimiento como en el caso anterior:

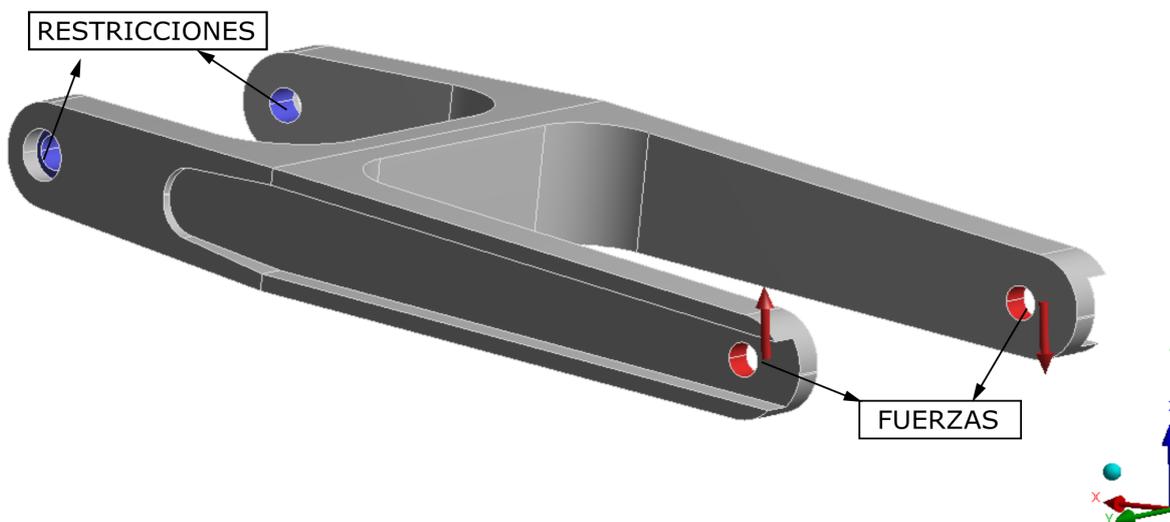


Figura 6.6: Detalle del setup de fuerzas (iguales y opuestas) aplicadas en la dirección Z en los orificios del eje de la rueda trasera(rojo), y las restricciones aplicadas en los orificios del eje que lo vinculan con las placas de sujeción (azul), a fin de contabilizar los efectos que se producen en el basculante.

6.1.3. Resultados

Una vez colocadas las condiciones de contorno se procedió al análisis del mismo obteniéndose los siguientes resultados:

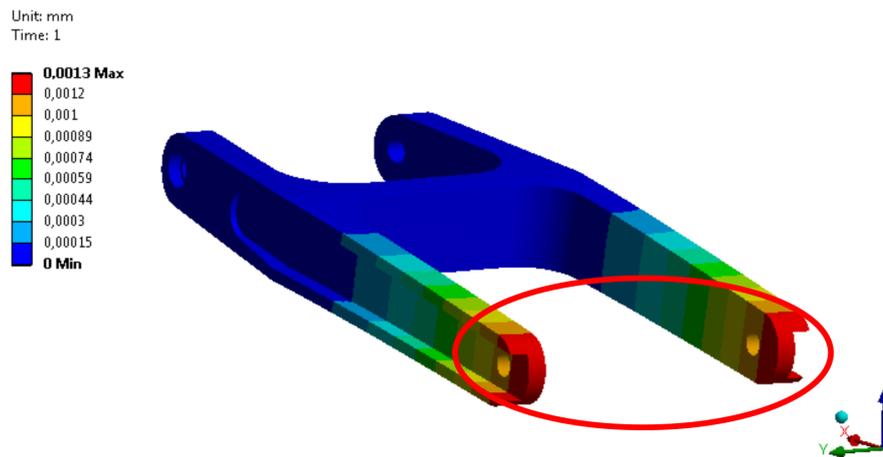


Figura 6.7: Desplazamientos totales (en mm) del basculante para la condición de fuerzas orientadas con el eje Y, para el cálculo de la rigidez lateral.

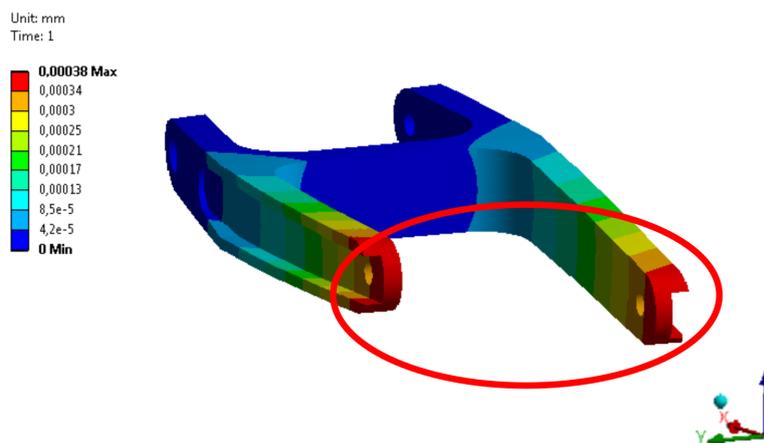


Figura 6.8: Desplazamientos totales (en mm) del basculante para la condición de fuerzas orientadas con el eje Z, para el cálculo de la rigidez torsional.

Para ambos casos, los desplazamientos se midieron en la zona de aplicación de las cargas (zonas marcadas en las figuras).

Para resumir, se obtuvieron los siguientes valores de rigideces para cada caso:

▪ **Rigidez Lateral:**

$$K_L = 850 \text{ [N/mm]} \quad (6.1)$$

▪ **Rigidez Torsional:**

$$K_T = 1283467 \text{ [Nmm/°]} \quad (6.2)$$

Como se observa en los resultados, estos cumplen con los rangos de rigideces, es por ello que se considera que el basculante propuesto cumple con los requerimientos de diseño.

Por último, el modelo final del basculante incluye la sujeción del amortiguador trasero, que no fue incluido en los cálculos anteriores por no aportar rigidez al mismo, tal como se observa en la siguiente figura:

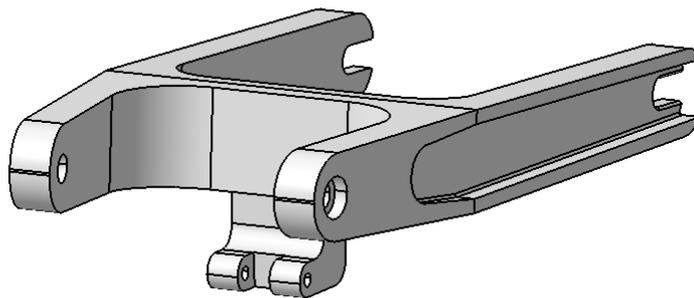


Figura 6.9: Diseño final basculante

Con este diseño se obtuvo una masa de 6,98 [kg].

Capítulo 7

Análisis de suspensión trasera

El constante desarrollo e investigación ha conseguido que en los últimos cincuenta años se haya avanzado muchísimo en el campo del estudio de las suspensiones de motocicletas.

En las primeras motocicletas se distingue una suspensión trasera inexistente, debido a que se montaba el chasis de manera rígida al basculante dejando la misión de amortiguar al asiento que contaba con unos resortes en su parte inferior.

En los últimos cincuenta años se produce una gran evolución en los sistemas de suspensión trasera y unión al basculante, reinventando una y otra vez diferentes sistemas hasta que la firma de motocicletas Yamaha, en los años 70 empleó un sistema innovador de suspensión progresiva denominada “cantilever”. Dicho sistema constaba de un solo amortiguador uniendo el basculante al chasis a través de este que se escondía debajo del depósito de combustible.

En los años 80 Kawasaki ya montaba en sus modelos de GP un sistema de suspensión progresiva denominado PRO-LINK en el que se monta un balancín para efectuar la unión entre el chasis y el amortiguador y une de forma directa éste al basculante. Se consigue una progresividad en el recorrido de la suspensión consiguiendo mejores características.

La suspensión trasera que se eligió para este proyecto es del tipo “mono-shock” que esta formada por un tubo transversal que aloja los rodamientos de giro y un par de brazos laterales que soportan la rueda y el resorte-amortiguador, en el centro unido al brazo transversal, inclinado en un cierto ángulo con respecto al brazo oscilante.

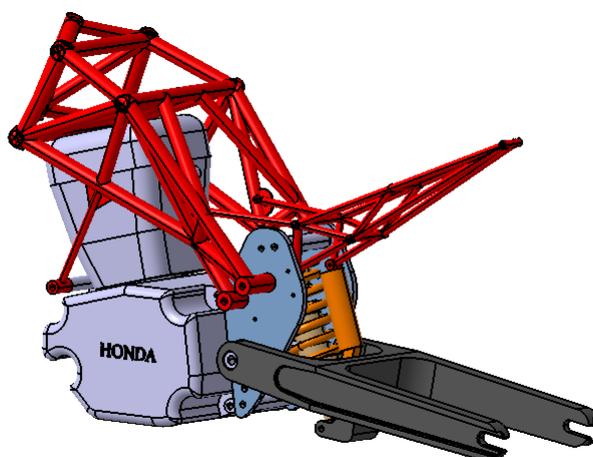


Figura 7.1: Diseño del mecanismo mono-shock

Las principales ventajas de la suspensión trasera mono-shock son:

- Construcción simple.
- Fácil disipación del calor producido por el amortiguador
- Gran amplitud del movimiento de la unidad de resorte-amortiguador que es casi igual a la amplitud vertical del movimiento de la rueda y que, por tanto, causa una alta compresión y de extensión del amortiguador.

Las mayores desventajas son:

- Limitación de la amplitud de la oscilación vertical de la rueda.
- La característica de desplazamiento de fuerza no es muy progresiva.

Este sistema combina un resorte helicoidal y un vástago hidráulico, que puede trabajar tanto en la carrera de extensión como en la de compresión.

Están formados por una estructura cilíndrica cerrada, en la cual se encuentra un pistón dotado de válvulas. El pistón está unido a un vástago de manera que el cilindro se vincula a un extremo del amortiguador, y el vástago al otro, formando un mecanismo telescópico. El trabajo elástico lo realiza el resorte helicoidal que se encuentra en el exterior, rodeando el amortiguador. Cuando el resorte se comprime, el pistón se introduce en el cilindro produciendo la amortiguación.

La retención a compresión suele ser muy baja, si bien es cierto que el cilindro complementa a la resistencia a la deformación que ofrece el elemento elástico, se le añade una precarga adicional de nitrógeno. Además, el aire o gas que queda por encima del aceite, al comprimirse, actúa como un elemento elástico de tipo neumático. El amortiguador utilizado se observa en la siguiente figura:



Figura 7.2: Amortiguador Hokun Mini Cross

7.1. Definición del mecanismo

Se generó un mecanismo simple compuesto por dos barras inextensibles (r_1), (r_3) y un amortiguador sin masa, lo cual ayudó a que el desarrollo matemático sea simplificado.

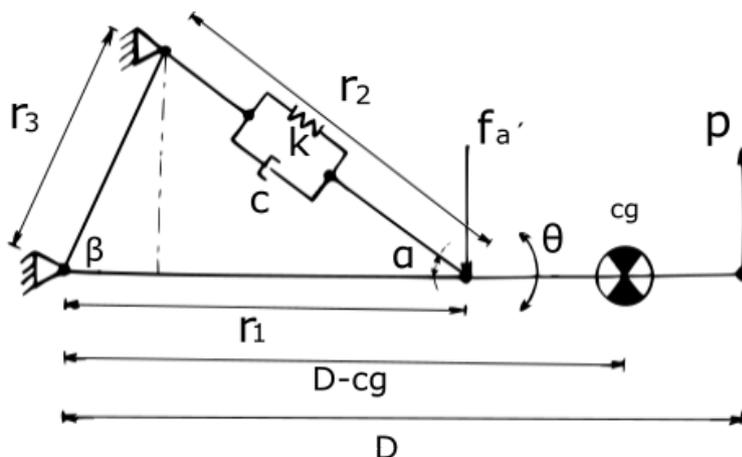


Figura 7.3: Mecanismo simplificado compuesto por dos barras inextensibles (r_1), (r_3), una concentración puntal de masa que agrupa la masa total del sistema lo cual ayudo a que el desarrollo matemático sea simplificado.

7.1.1. Análisis de la cinemática del mecanismo

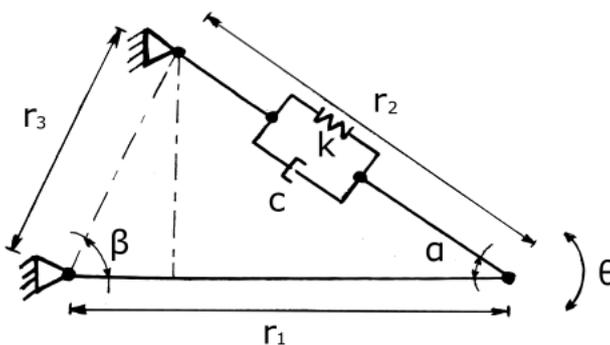


Figura 7.4: Análisis mecanismo simplificado compuesto por dos barras inextensibles (r_1), (r_3) y un amortiguador sin masa, lo cual ayudo a que el desarrollo matemático sea simplificado.

$$r_3 \sin(\beta - \theta) = r_2 \sin(\alpha) \quad (7.1)$$

$$r_1 = r_3 \cos(\beta - \theta) + r_2 \cos(\alpha) \quad (7.2)$$

$$\cos(\alpha) = \sqrt{1 - (\sin(\alpha))^2} \quad (7.3)$$

Reemplazando la ecuación (1) en (3) se obtiene:

$$\cos(\alpha) = \sqrt{1 - \frac{(r_3)^2}{(r_2)^2} (\sin(\beta - \theta))^2} \quad (7.4)$$

Reemplazando la ecuación (4) en (2) se obtiene:

$$r_1 - r_3 \cos(\beta - \theta) = r_2 \sqrt{1 - \frac{(r_3)^2}{(r_2)^2} (\sin(\beta - \theta))^2} \quad (7.5)$$



$$r_2 = \sqrt{r_1^2 - 2r_1r_3 \cos(\beta - \theta) + r_3^2} \quad (7.6)$$

Ecuación de Posición:

Si derivamos la ecuación (6) con respecto al tiempo se obtiene:

$$\frac{dr_2}{dt} = -\frac{r_1r_3 \sin(\beta - \theta) \frac{d\theta}{dt}}{\sqrt{r_1^2 - 2r_1r_3 \cos(\beta - \theta) + r_3^2}} \quad (7.7)$$

Ecuación de velocidad:

Si se deriva la ecuación (7) de la velocidad con respecto al tiempo se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{d^2r_2}{dt^2} = & (r_1r_3 \cos(\beta - \theta) \frac{d\theta}{dt} - r_1r_3 \sin(\beta - \theta) \frac{d^2\theta}{dt^2})(r_1^2 - 2r_1r_3 \cos(\beta - \theta))^{-0,5} \\ & - (r_1^2r_3^2(\sin(\beta - \theta))^2(\frac{d\theta}{dt})^2)(r_1^2 - 2r_1r_3 \cos(\beta - \theta))^{-1,5} \end{aligned} \quad (7.8)$$

Análisis mecánico

Mediante sumatoria de momentos al rededor del eje de rotación al basculante se obtiene lo siguiente:

$$\sum M_{eje} = -(I_{0s} + D_{cg}^2 M_s) \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (7.9)$$

$$\sum M_{eje} = -\sin(\alpha) F_A r_1 + \frac{P}{2} D \quad (7.10)$$

Reemplazo ecuación (10) en (9)

$$-\sin(\alpha) F_A r_1 + \frac{P}{2} D = -(I_{0s} + D_{cg}^2 M_s) \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (7.11)$$

Luego la fuerza del amortiguador queda definida como:

$$F_A = C \frac{dr_2}{dt} + K r_2 \quad (7.12)$$

Si a la ecuación (11) se la reemplaza por las ecuaciones (1) y (12) se obtiene

$$-\frac{r_3}{r_2} \sin(\beta - \theta) (C \frac{dr_2}{dt} + K r_2) r_1 + \frac{P}{2} D = -(I_{0s} + D_{cg}^2 M_s) \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (7.13)$$

Luego de el análisis oscilatorio se realizo un estudio diferente del tipo estático para poder calcular la rigidez del resorte del amortiguador la cual mantendrá el basculante en su ángulo de equilibrio, teniendo en cuenta una carga aplicada sobre el eje trasero del sistema.

Esta carga está conformada por la suma de la masa de diseño de la motocicleta más la masa de piloto (195 kg) dividido sobre dos ya que el otro cincuenta porciento esta aplicado en el eje delantero.

Ya que el análisis será estático, entonces:

$$\frac{dr_2}{dt} = 0, \frac{d^2r_2}{dt^2} = 0 \quad (7.14)$$

$$-r_3 r_1 \sin(\beta - \theta) K + \frac{P}{2} D = 0 \quad (7.15)$$

Datos:



- Θ_{eq} : -8.8 [Grados]
- r_1 : 133 [mm]
- D: 500 [mm]
- r_3 : 181 [mm]
- β : 96.2 [Grados]
- P: 1912.17 [Newtons]

7.1.2. Resultados

Los resultados obtenidos del análisis estático mostraron que para mantener el equilibrio en el ángulo de basculante requerido de -8,8 grados, al aplicarle la carga anteriormente mencionada la rigidez necesaria es de 19,17 [kg/mm].

7.2. Análisis de la suspensión trasera en ANSYS®

Para el análisis donde la ciclística se verá afectada por las aceleraciones, se generaron modelos de la motocicleta en ANSYS®, en el cual se pudo observar la rigidez del resorte necesaria para soportar las cargas adicionales generadas por estas aceleraciones, y con el cual se analizó la cinemática del conjunto (basculante, resorte-amortiguador y neumático) dentro del lugar físico permitido en el diseño de la motocicleta.

Dentro de este estudio también se realizó la verificación de distribución de tensiones y deformaciones sobre el modelo completo (chasis, subchasis, basculante, placas de sujeción, ejes de sujeción motor y amortiguador y amortiguador)

7.2.1. Modelo geométrico ANSYS®

En este modelo a diferencia del analizado en tensiones y deformaciones se le agregó a la geometría el basculante y además se le incorporó la influencia del resorte de la suspensión trasera, para permitir la oscilación entre el basculante y el chasis.

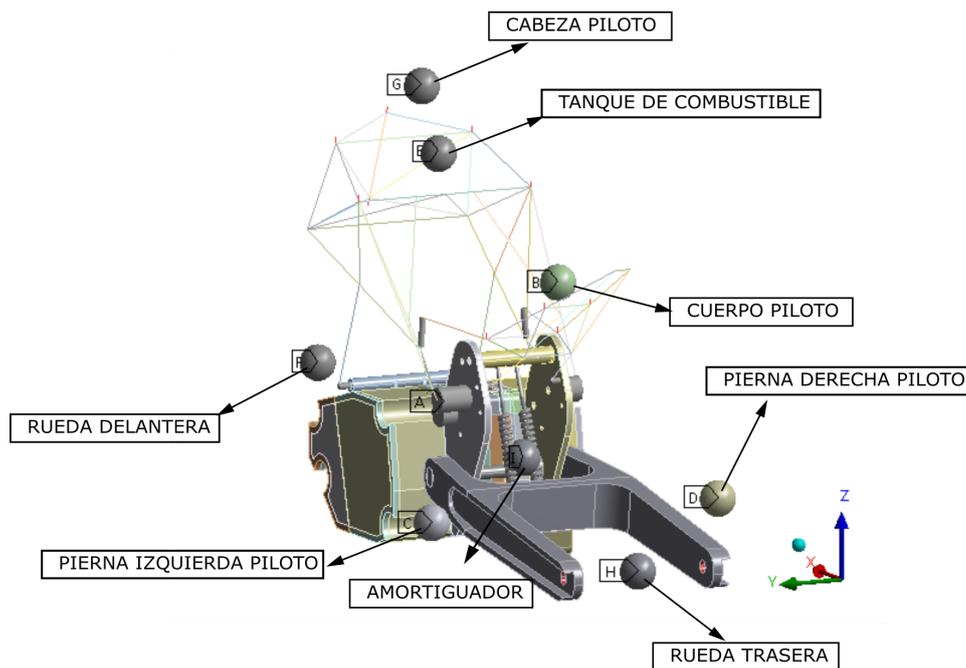


Figura 7.5: Geometría simplificada de la motocicleta para casos de carga simétricos (1,2,3.). Las esferas representan puntos de masa que reemplazan a aquellos componentes con aporte significativo de masa, sin contribuir a la rigidez estructural del sistema

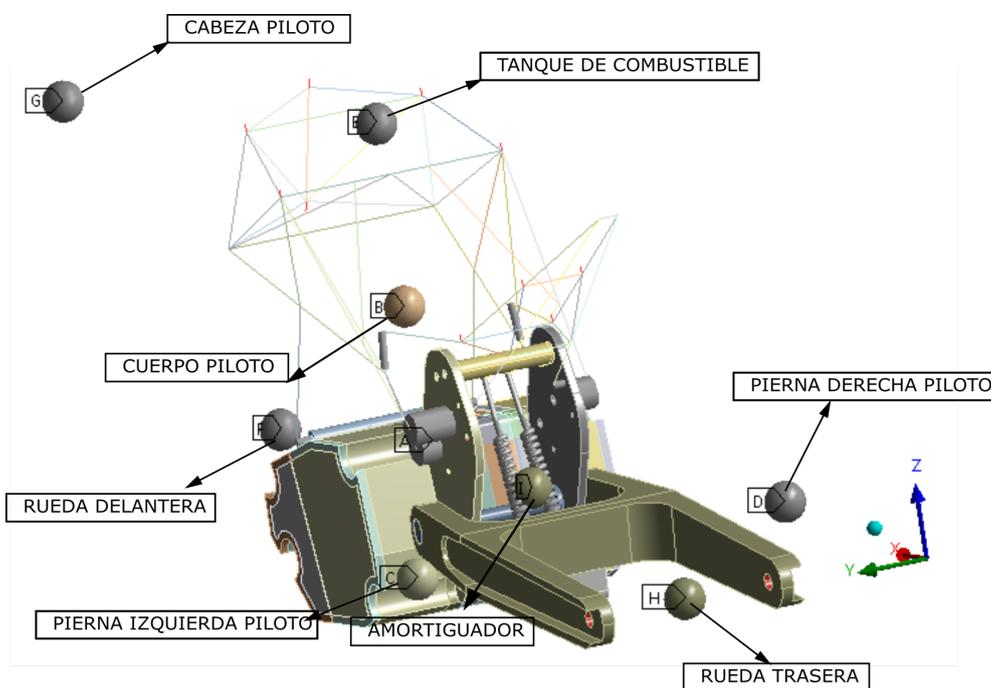


Figura 7.6: Geometría simplificada de la motocicleta para casos de carga no simétricos (4 y 5) con una inclinación lateral de 50 grados y puntos de masa G y B desplazados teniendo en cuenta el deslizamiento del piloto causado por la misma inclinación. Las esferas representan puntos de masa que reemplazan a aquellos componentes con aporte significativo de masa, sin contribuir a la rigidez estructural del sistema

Las simplificaciones realizadas para la construcción del modelo de elementos finitos, son similares al caso anterior utilizado para el análisis de tensión y deformación.

Por separado se incorporó una simplificación realizada para el nuevo modelo que incorpora al basculante, tal como "virtual topology" la cual permitió conformar una mejor convergencia de la malla.

A continuación se detalla la distribución de masa:

A : Conjunto de masas del motor (todas las masas menos la carcasa izquierda y derecha las cuales ya se encuentran modeladas).

B : Punto de apoyo sobre el asiento del piloto.

C : Punto de apoyo pedalín izquierdo.

D : Punto de apoyo pedalín derecho.

E : Tanque de combustible con 10 litros de combustible aproximadamente.

F : Conjunto de masas de dirección que no están modeladas (neumático delantero completo, Tijas, Barrales de suspensión)

G : Punto de masa que tiene en cuenta torso, cabeza y brazos del piloto.

H : Conjunto de masas no modeladas tren trasero (neumático trasero completo, basculante y amortiguador trasero)

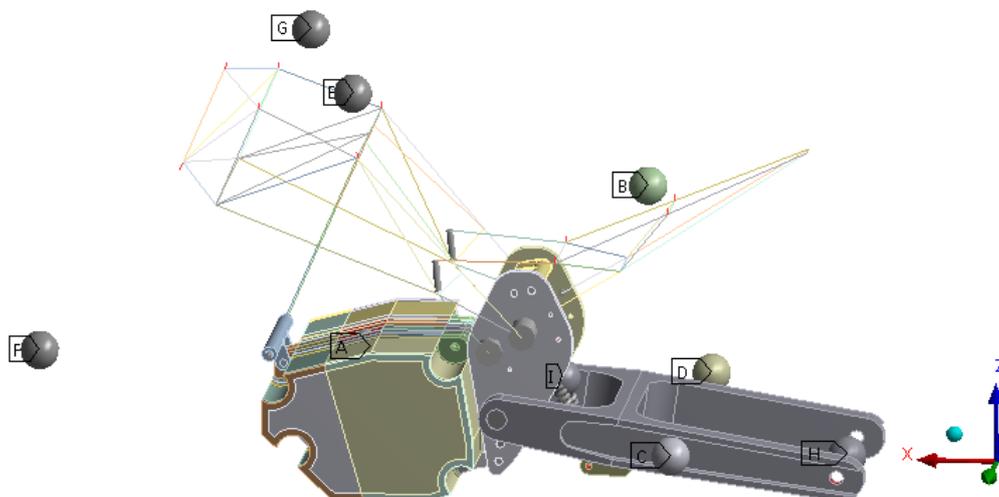


Figura 7.7: Distribución de masas sobre la estructura con el agregado de basculante y resorte-amortiguador

7.2.1.1. Discretización del dominio de cálculo (mallado)

El modelo de elementos finitos utiliza una malla mixta formada por elementos de líneas y elementos con geometría de volumen. Los elementos de línea (vigas) se emplean para modelar el chasis, subchasis y los otros se emplean para modelar los demás componentes 3D. El modelo cuenta con 205 K elementos y 350 K nodos y una calidad media de elementos de un 80 %, sin incluir algunos elementos de contacto ya que la unión entre todos los conjuntos se realizarán mediante elementos de vigas BEAM (representan los bulones de unión). Esta discretización se considera adecuada ya que ofrece una distorsión geométrica

de sus elementos aceptable, capta bien los gradientes de tensiones y deformaciones y resulta eficiente desde el punto de vista computacional.

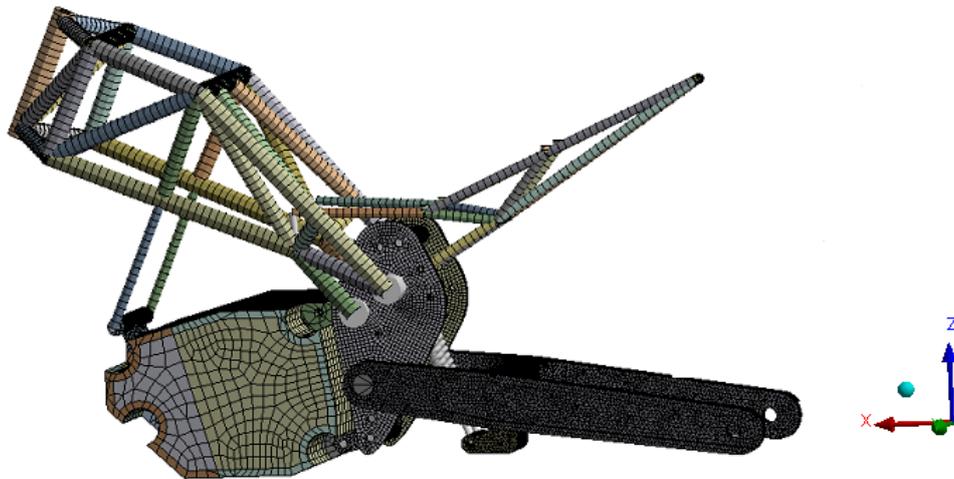


Figura 7.8: Discretización del dominio de cálculo

7.2.2. Resultados

■ Caso 1: Máxima frenada con la rueda delantera

Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

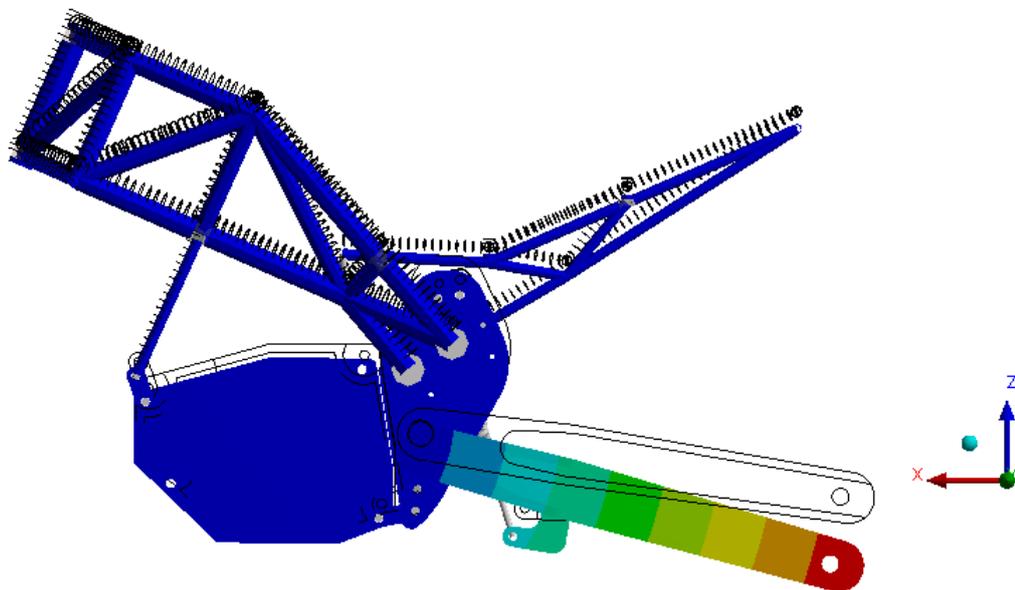
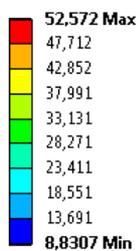


Figura 7.9: Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 1

En la figura 7.9 se puede observar el desplazamiento del modelo, siendo el máximo sobre el eje de la rueda trasera con un valor de 52,6 [mm] y valor mínimo de 8,8 [mm]. También se puede ver como se produce una extensión del amortiguador trasero debido al accionamiento del freno delantero.

■ Caso 2: Máxima frenada con la rueda trasera

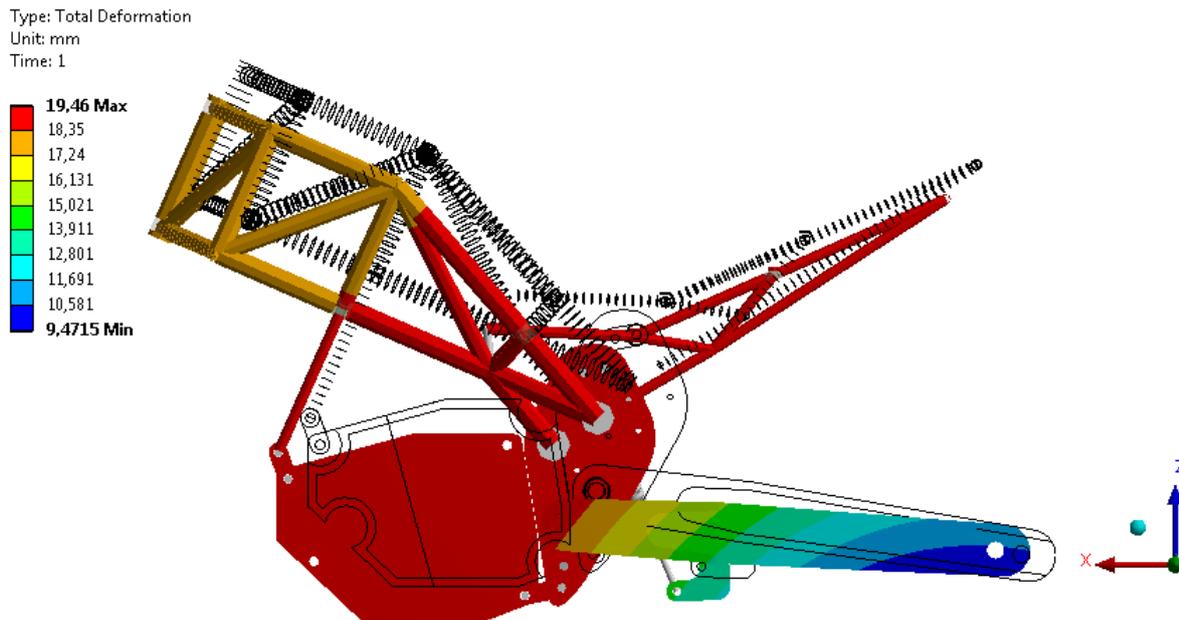


Figura 7.10: Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 2

En la figura 7.10 se observa el desplazamiento del modelo generado por las cargas ocasionadas al accionar el freno trasero, resultando un valor máximo de 19,5 [mm] en la zona central del modelo y con un mínimo de 9,5 [mm] en la zona del eje de la rueda trasera.

■ **Caso 3: Máxima aceleración**

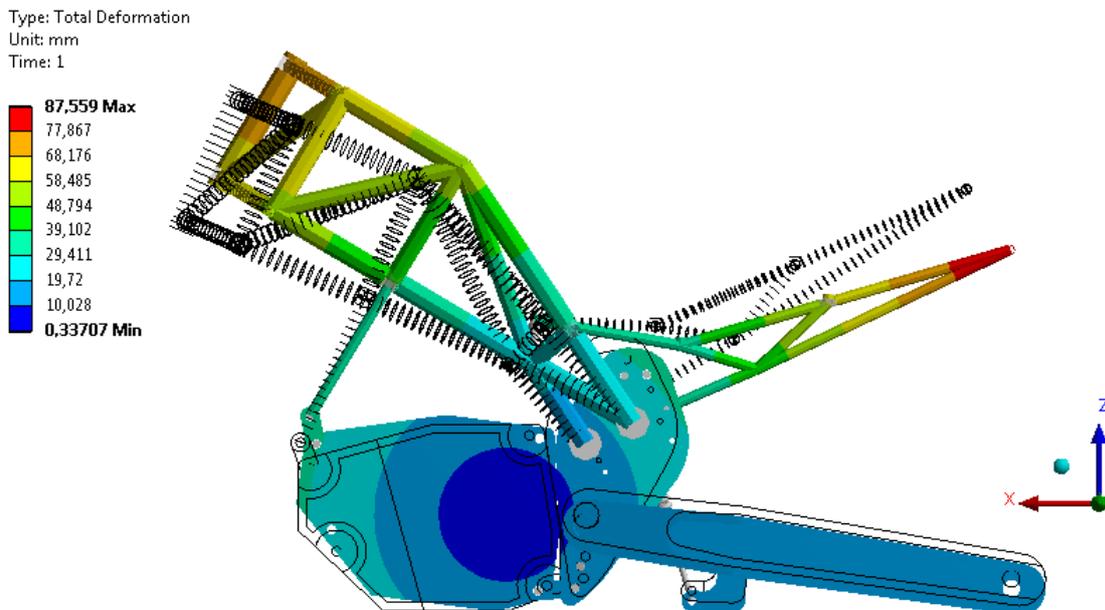


Figura 7.11: Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 3

En esta figura (7.11) se muestra el desplazamiento generado por la máxima aceleración, resultando

un valor máximo de 87,6 [mm] en el extremo del subchasis y un mínimo de 0,3 [mm] en la zona media del carter del motor, dentro del cual se puede observar una compresión del amortiguador trasero.

■ **Caso 4: Máxima velocidad en el paso por la curva**

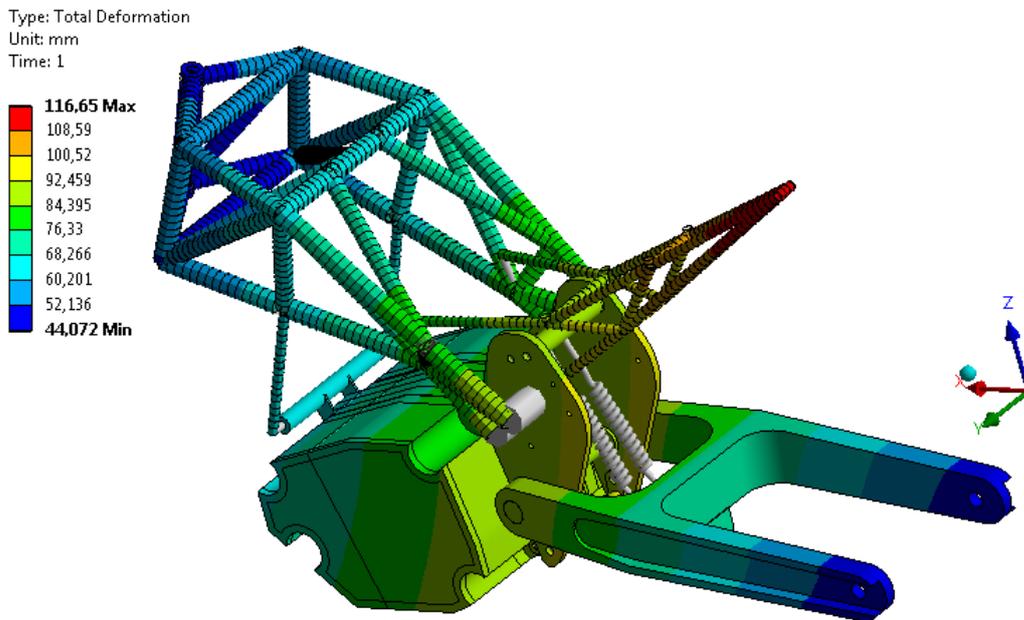


Figura 7.12: Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 4

En la figura 7.12 se observa el desplazamiento del modelo, siendo máximo en el extremo del subchasis con un valor de 116,7 [mm] y un mínimo de 44,1 [mm] en el eje de la rueda trasera y en el eje de la pipa de dirección.

■ **Caso 5: Paso por la curva con el radio de giro mínimo**

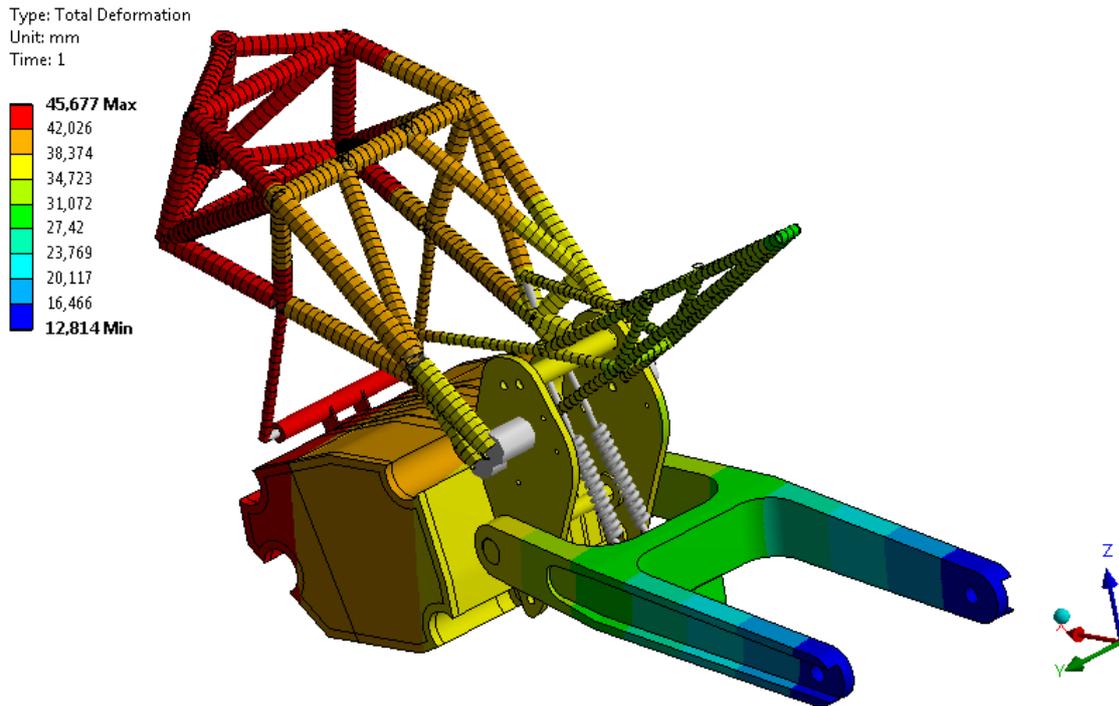


Figura 7.13: Desplazamiento generado sobre la estructura, la cual se encuentra solicitada bajo esfuerzos ocasionados por el caso de carga 5

En esta figura (7.13) se puede observar el desplazamiento del modelo, siendo un valor máximo de 45,7 [mm] en la zona delantera del conjunto y un mínimo de 12,81 [mm] en el eje de la rueda trasera.

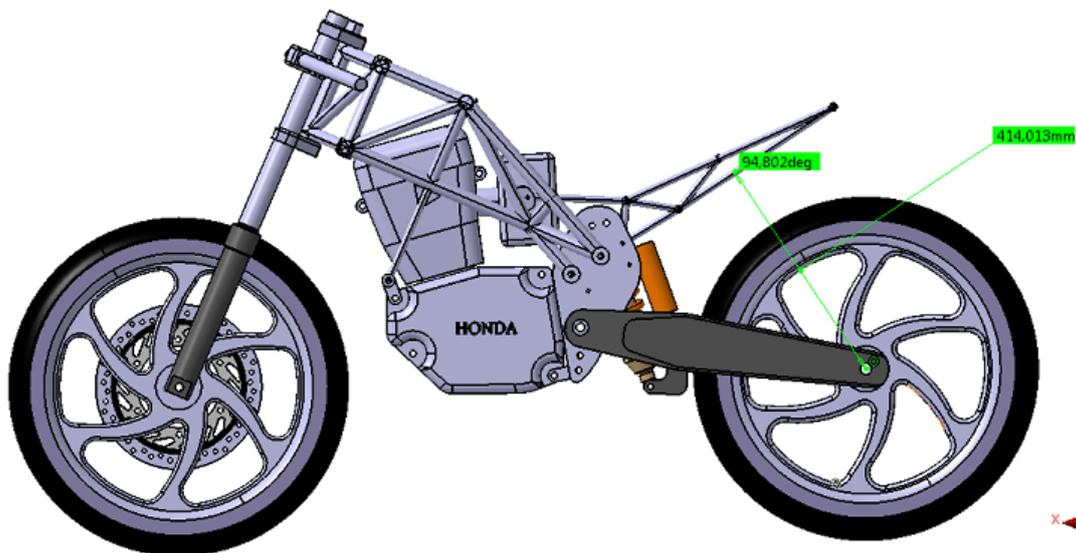


Figura 7.14: Lugar físico de diseño

Para la posición de equilibrio de la motocicleta se observó que la distancia física mínima entre el eje trasero y el subchasis es de 414 [mm] aproximadamente y el neumático tiene de diámetro 302 [mm] por lo tanto se tendrá una distancia física de 112 [mm] entre el neumático y el subchasis.



Con el modelo completo se volvieron a estimar las tensiones actuantes para cada caso de carga, en el cual se observó principalmente las placas donde la presencia del amortiguador alteró el mapa de tensiones y deformaciones locales. Estas alteraciones no fueron significativas, por lo cual se optó por mantener los resultados obtenidos anteriormente.

Teniendo en cuenta esta distancia física de diseño se observó que en los casos analizados la rigidez del resorte necesaria para cumplir con estos requisitos se encuentra entre los 35 y 40 [kg/mm].

Capítulo 8

Proceso de producción

Una vez que se realizó el diseño y el cálculo, se propuso el análisis del proceso productivo de todos los componentes estructurales de la motocicleta. Este diseño es una propuesta inicial, acotada y no debe tomarse como el proceso definitivo, teniendo en cuenta que un análisis con mayor profundidad escapa a este trabajo.

Los componentes estructurales diseñados de la motocicleta a fabricar son los siguientes:

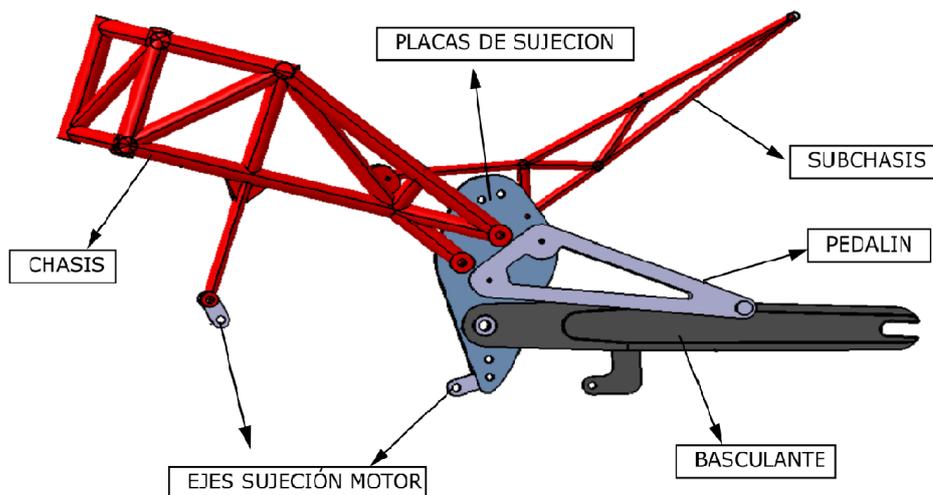


Figura 8.1: Vista lateral

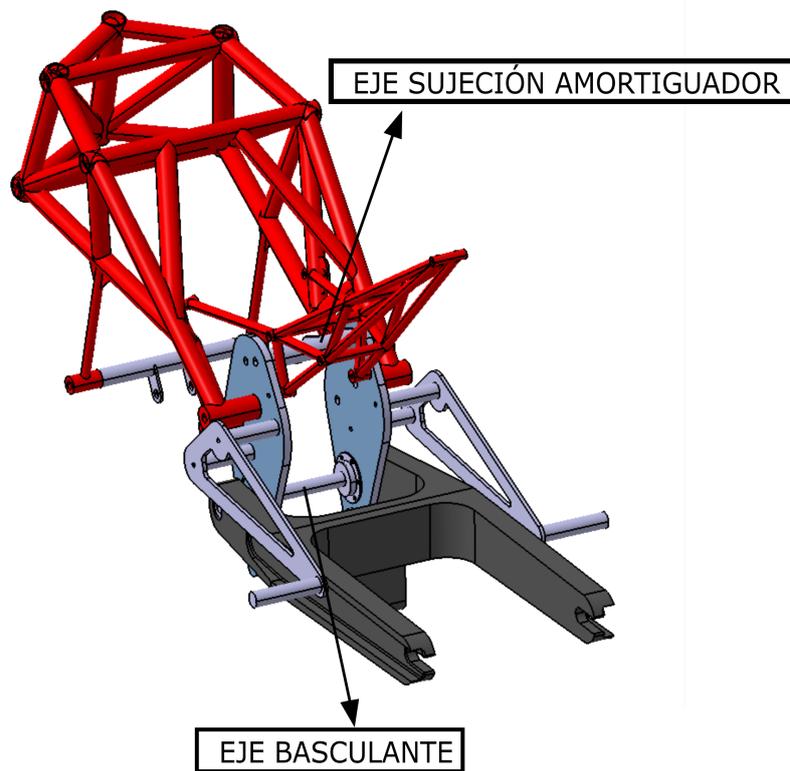


Figura 8.2: Vista isométrica

Para describir el proceso de producción se optó por generar los mismos en el siguiente orden:

■ Chasis

El proveedor de este material (acero 4130) va a ser ArAvia (referencia [6]).

Para realizar la fabricación del chasis se van a utilizar los siguientes procesos:

- Proceso de corte a medida de cada caño, los tubos tienen una longitud inicial de 6 [m].
- Proceso de corte y fresado para las formas de las uniones a soldar. Este proceso debe ser realizado para generar una correcta unión entre los tubos a soldar. La separación entre los mismos debe ser la necesaria para confeccionar un adecuado cordón de soldadura.
- Se monta el utillaje de conformado, este será de ayuda para la ubicación de los tubos en el espacio y sostén de los mismos al aplicarle el proceso de soldadura.
- Proceso de limpieza de los caños.
- Proceso de soldadura.
- Proceso pulido y limpieza.
- Proceso de pintado.

La geometría del chasis fue definida y estudiada:

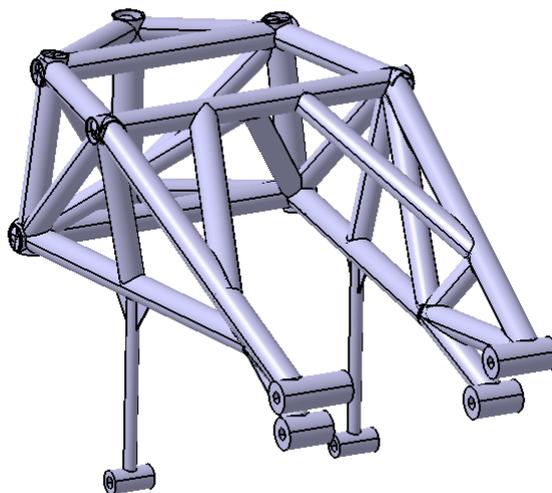


Figura 8.3: Geometría chasis

Se generó una tabla informativa que contiene longitudes, diámetros y espesores de cada tubo a utilizar para la fabricación:

| CHASIS | | | | | | | |
|---------|-----------------|---------------|--------------|---------|-----------------|---------------|--------------|
| Tubo N° | Long. tubo [mm] | Diámetro [mm] | Espesor [mm] | Tubo N° | Long. tubo [mm] | Diámetro [mm] | Espesor [mm] |
| 1 | 134,63 | 22,225 | 2 | 18 | 157,94 | 22,225 | 2 |
| 2 | 162,79 | 25,4 | 2 | 19 | 249,33 | 22,225 | 2 |
| 3 | 360 | 25,4 | 2 | 20 | 71 | 22,225 | 2 |
| 4 | 241,86 | 22,225 | 2 | 21 | 114 | 25,4 | 2 |
| 5 | 290 | 25,4 | 2 | 22 | 205 | 22,225 | 2 |
| 6 | 243,65 | 22,225 | 2 | 23 | 152,07 | 22,225 | 2 |
| 7 | 359,44 | 25,4 | 2 | 24 | 155,89 | 25,4 | 2 |
| 8 | 162,79 | 25,4 | 2 | 25 | 222,71 | 22,225 | 2 |
| 9 | 134,63 | 22,225 | 2 | 26 | 157,4 | 22,225 | 2 |
| 10 | 230 | 25,4 | 2 | 27 | 248,57 | 22,225 | 2 |
| 11 | 260,24 | 22,225 | 2 | 28 | 490 | 25,4 | 2 |
| 12 | 260,24 | 22,225 | 2 | 29 | 71 | 22,225 | 2 |
| 13 | 205 | 22,225 | 2 | 30 | 114 | 25,4 | 2 |
| 14 | 152 | 22,225 | 2 | 31 | 270 | 25,4 | 2 |
| 15 | 155,89 | 25,4 | 2 | 32 | 185,64 | 12,7 | 2 |
| 16 | 222,71 | 22,225 | 2 | 33 | 185,64 | 12,7 | 2 |
| 17 | 490 | 25,4 | 2 | 34 | 180 | 29,55 | 3,2 |

Tabla 8.1: Dimensiones tubos chasis

Si bien la soldadura es uno de los factores mas importantes del trabajo, a la hora de la fabricación se precisa un utillaje de armado para mantener los tubos en posición según un eje de referencia mientras se sueldan, para evitar que las tensiones creadas al soldar muevan los tubos de su lugar. Lo primero en soldarse es el triángulo central del nodo 3 y 7 de cada lado(ver figuras 8.4 y 8.5), luego la sección trasera y por último se suelda el lateral izquierdo del chasis con el lateral derecho en la pipa, esta situación es delicada, ya que la simetría debe ser lo mas aceptable posible.

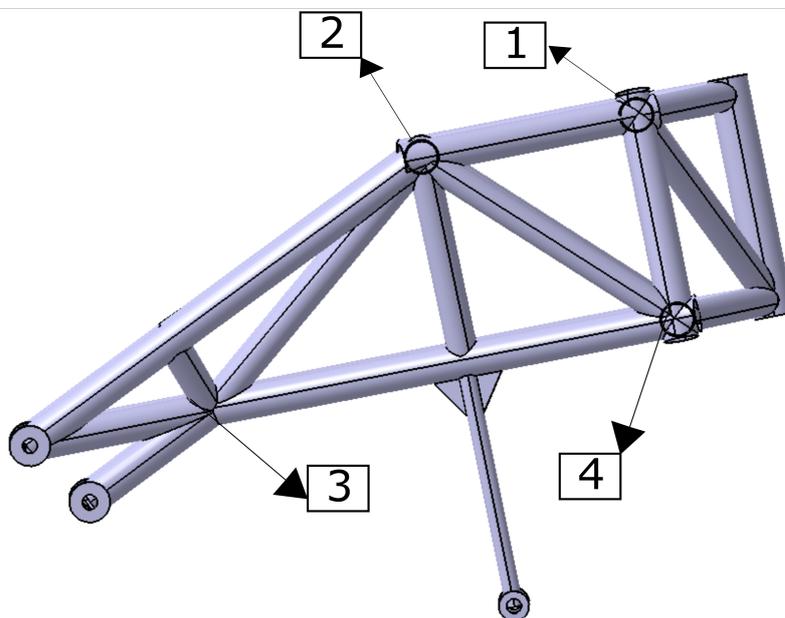


Figura 8.4: Vista lateral derecha - Numeración nodos

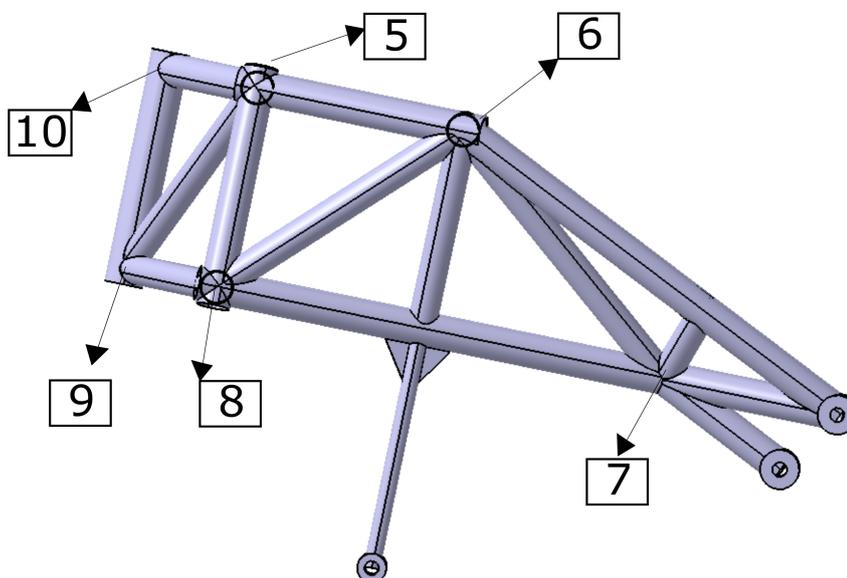


Figura 8.5: Vista lateral izquierda - Numeración nodos

Se va a utilizar soldadora TIG (Tungstene Inert Gas). En esta soldadura se puede o no utilizar materiales de aporte en este caso se usará acero 4130. La limpieza antes de la soldadura es esencial para conseguir buenos resultados. La suciedad, aceites, restos de grasas, humedad y óxidos deben ser eliminados previamente, bien sea por medios mecánicos o químicos. Todo el material tiene que examinarse y limpiarse antes de proceder con la soldadura.

- **Bujes de anclaje**

Para la fabricación de los bujes se inicia con un tocho macizo cuadrado (debido a que no hay disponibilidad de tochos de sección circular para las dimensiones de los bujes) de acero 4130 de 31,75 [mm] ya sea para la medida de buje de 30 [mm] o 22,225 [mm] de diámetro externo, los cuales van a ser sometidos a un proceso de torneado para llevarlos a la medida final y luego realizar el perforado de 11 mm de diámetro interno. Para poder centrar el chasis con el conjunto anclaje entre las placas y el motor, se realizan cuatros bujes diferentes, ya que son de longitudes distintas.

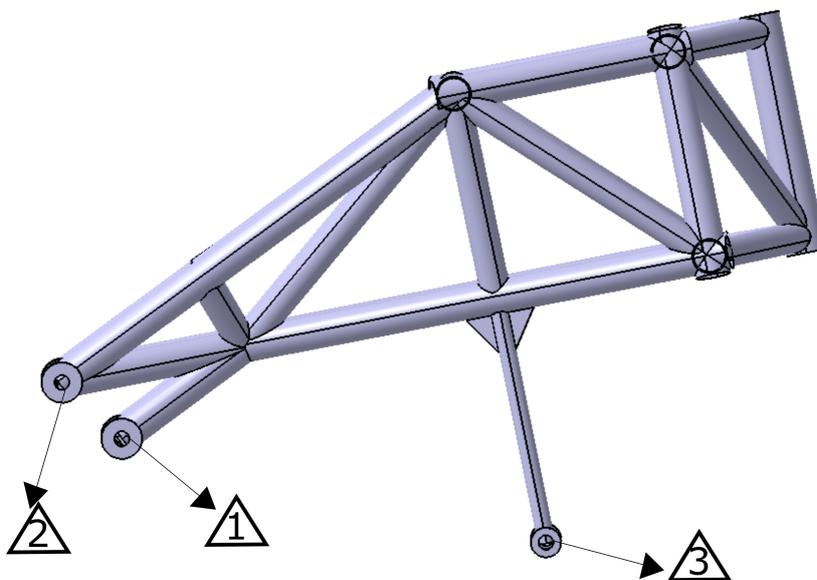


Figura 8.6: Vista lateral derecha - Numeración bujes

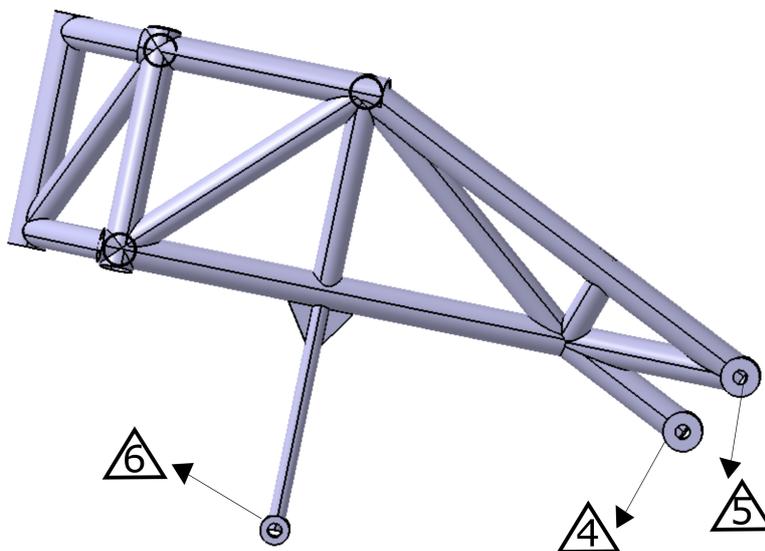


Figura 8.7: Vista lateral izquierda - Numeración bujes

| Bujes anclajes chasis | | | |
|-----------------------|---------------|-----------------------|-----------------------|
| Buje N° | Longitud [mm] | Diámetro Externo [mm] | Diámetro Interno [mm] |
| 1 | 45,35 | 30 | 11 |
| 2 | 60,48 | 30 | 11 |
| 3 | 40,38 | 22,225 | 11 |
| 4 | 45 | 30 | 11 |
| 5 | 70,24 | 30 | 11 |
| 6 | 40,38 | 22,225 | 11 |

Tabla 8.2: Dimensiones anclaje chasis

- **Pipa**

La fabricación de esta se obtiene de un tocho macizo cuadrado de 31,5 mm de Acero 4130 al cual se le aplicara un proceso de torneado para poder obtener la pieza final (ver plano en Anexo B.7).

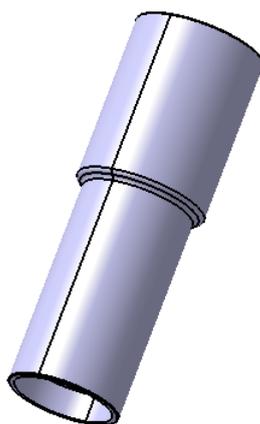


Figura 8.8: Vista isométrica

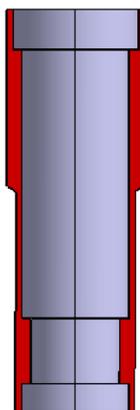


Figura 8.9: Vista en corte plano ZX

- **Placas anclaje subchasis**

En el diseño definitivo, el subchasis va a ser colocado y fijado en las placas que vinculan el chasis con el basculante y sobre el mismo chasis, como se observa en la siguiente figura:

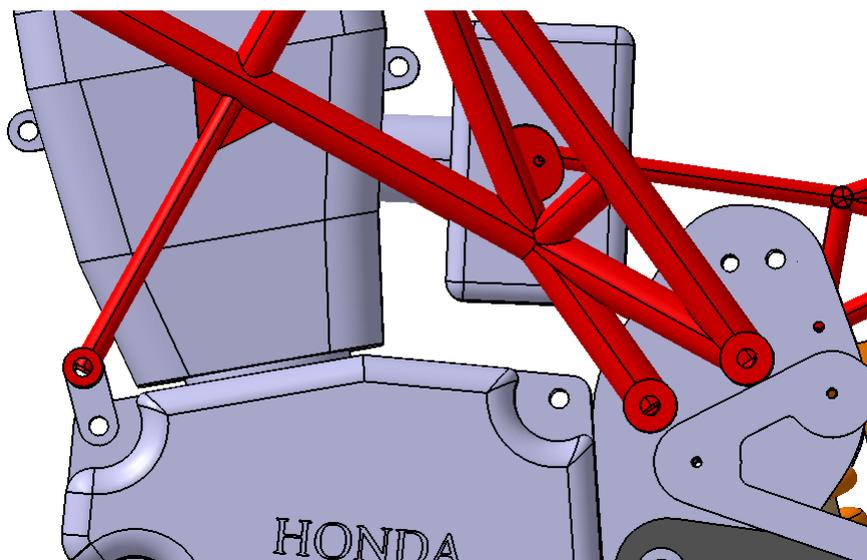


Figura 8.10: Vista lateral izquierda moto - Anclaje subchasis

Las placas son fabricadas de acero 4130, estas van a ser sometidas a proceso de corte por CNC y perforado con las siguientes dimensiones y posicionamiento:

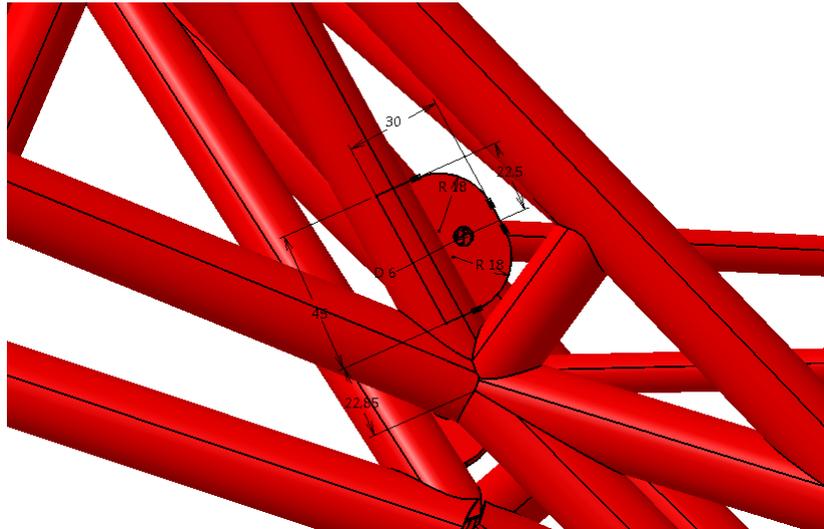


Figura 8.11: Posición placas anclaje subchasis

Una vez fabricadas estas placas, se sueldan al chasis en la posición anteriormente mostrada figura 8.11 .

■ Subchasis

Se va a ejecutar el mismo procedimiento aplicado a la fabricación del chasis. Este va a ser fabricado de tubos de acero 4130 de 12,7 [mm] de diámetro exterior con un espesor 1,2 [mm].

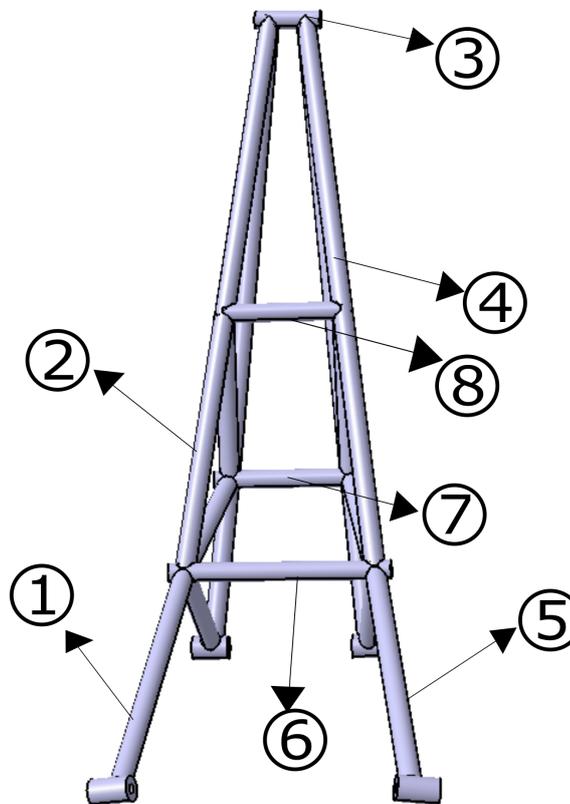


Figura 8.12: Vista superior - Numeración tubos

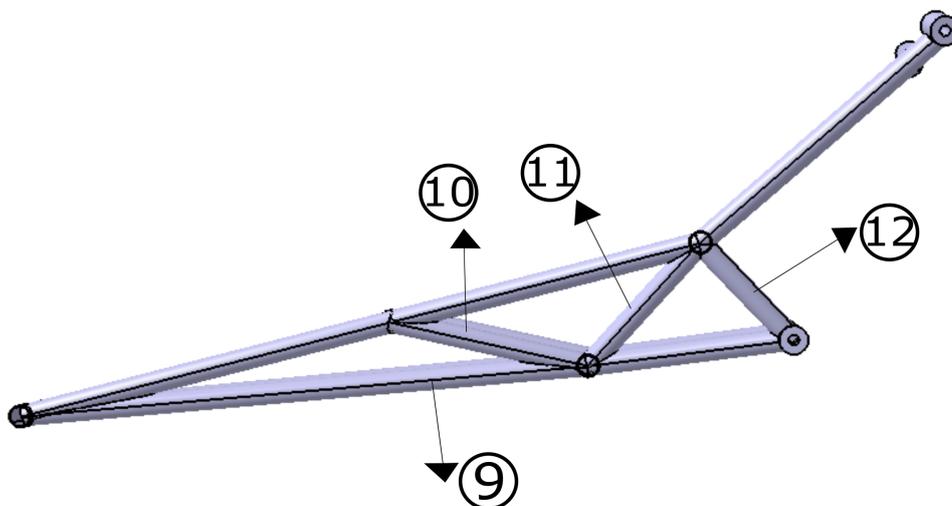


Figura 8.13: Vista lateral derecha - Numeración tubos

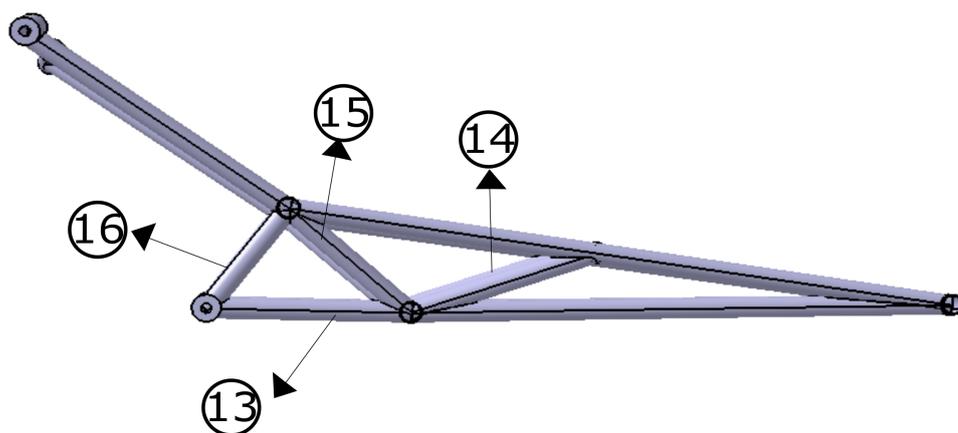


Figura 8.14: Vista lateral derecha - numeración tubos

| Subchasis | | | |
|-----------|--------------------|---------------|--------------|
| Tubo N° | Longitud tubo [mm] | Diámetro [mm] | Espesor [mm] |
| 1 | 174 | 12,7 | 1,2 |
| 2 | 400 | 12,7 | 1,2 |
| 3 | 44,48 | 12,7 | 1,2 |
| 4 | 400 | 12,7 | 1,2 |
| 5 | 174 | 12,7 | 1,2 |
| 6 | 140 | 12,7 | 1,2 |
| 7 | 79,83 | 12,7 | 1,2 |
| 8 | 77,15 | 12,7 | 1,2 |
| 9 | 440,2 | 12,7 | 1,2 |
| 10 | 113,5 | 12,7 | 1,2 |
| 11 | 95,5 | 12,7 | 1,2 |
| 12 | 75 | 12,7 | 1,2 |
| 13 | 440,2 | 12,7 | 1,2 |
| 14 | 113,5 | 12,7 | 1,2 |
| 15 | 95,5 | 12,7 | 1,2 |
| 16 | 75 | 12,7 | 1,2 |

Tabla 8.3: Dimensiones tubos subchasis

• **Bujes de anclajes del subchasis**

Para la fabricación de estos se comienza de un tocho macizo redondo de acero 4130 de 22,223 [mm] de diámetro para la medida de buje de 16 [mm] y de 13,5 [mm] de diámetro externo, los cuales serán sometidos a un proceso de torneado para llevarlos al diámetro final y luego realizar el perforado de 6 [mm] de diámetro interno.

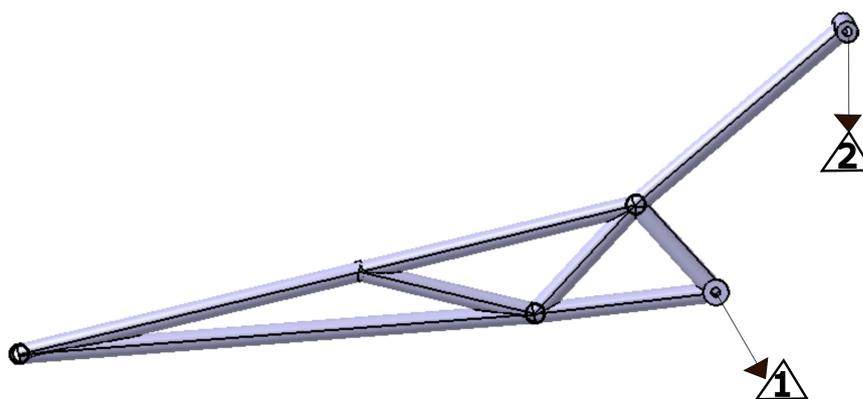


Figura 8.15: Vista lateral derecha - Numeración anclajes

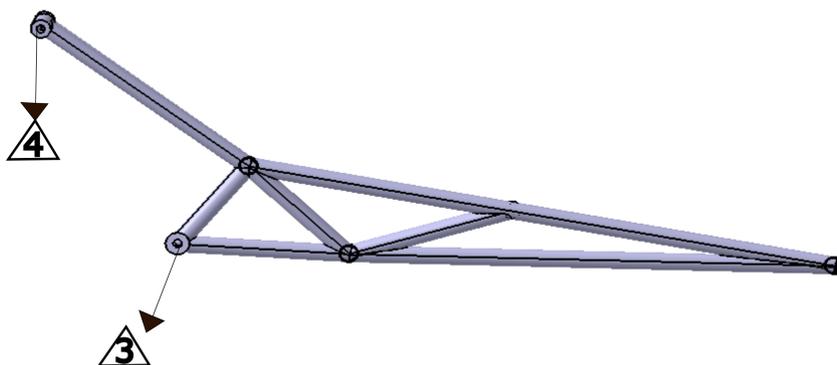


Figura 8.16: Vista lateral izquierda - Numeración anclajes

| Bujes anclajes subchasis | | | |
|--------------------------|---------------|-----------------------|-----------------------|
| Buje N° | Longitud [mm] | Diámetro Externo [mm] | Diámetro Interno [mm] |
| 1 | 23,3 | 16 | 6 |
| 2 | 24,6 | 13,5 | 6 |
| 3 | 23,3 | 16 | 6 |
| 4 | 24,6 | 13,5 | 6 |

Tabla 8.4: Dimensiones anclajes subchasis

▪ Basculante

Para la fabricación del basculante se utiliza fundición de aluminio 6061, para llegar a la pieza final se le aplican los siguientes procesos (ver plano Apéndice B.1):

- Conformado del molde, el cual consta del diseño en CATIA®), este se traslada al software de gráfica de una impresora 3D en la que se generará el mismo.
- Una vez que se obtenga el molde se le aplicará un proceso para minimizar la rugosidad y las terminaciones.
- Limpieza.
- Una vez listo el molde final se lo envía a una empresa terciarizada la cual se hace cargo de la fundición del mismo.
- Para obtener la pieza final se coloca en una CNC y se le realiza un proceso de fresado y alesado.

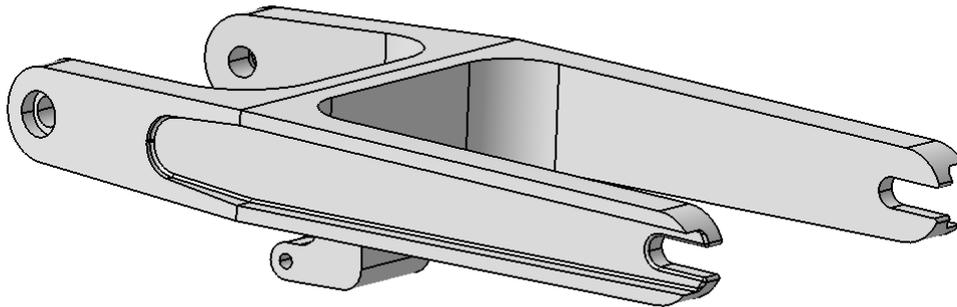


Figura 8.17: Geometría basculante

▪ **Componentes de la moto a fabricar**

Los componentes de las motor a fabricar se dividen en:

• **Placas sujeción chasis**

Las placas de sujeción son las que vinculan al chasis con el basculante, subchasis, motor y son las que sujetan al amortiguador. Su fabricación se realiza de aluminio 7075 .

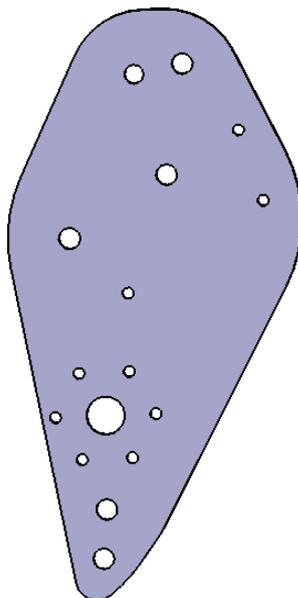


Figura 8.18: Geometría placas sujeción

La fabricación de las mismas comienza de una placa de aluminio 7075, a la cual se le realizará un proceso de mecanizado con una máquina de CNC. Luego de esto, se prosigue con el contorneado para así realizar las perforaciones las cuales son:

- Eje anclaje amortiguador trasero cuatro perforaciones dos en cada placa de 11 [mm] de diámetro.
- Sujeción de pedalines cuatro perforaciones dos en cada placa de 6 [mm] de diámetro.
- Sujeción subchasis dos perforaciones una en cada placa de 6 [mm] de diámetro.
- Sujeción chasis cuatro perforaciones dos por cada placa de 11 [mm] de diámetro.
- Sujeción motor son cuatro perforaciones dos por cada placa de 11 [mm] de diámetro.
- Sujeción eje porta rulemanes son doce perforaciones seis por cada placa de 6 [mm] de diámetro.

Por último, se efectúa el fresado y alesado del orificio del eje central con un diámetro de 20 mm (ver plano Apéndice B.2).

● **Eje amortiguador**

Este eje, es aquel que sostiene al amortiguador en la parte superior de este y el cual va anclado a las placas, como se observa en la siguiente figura:

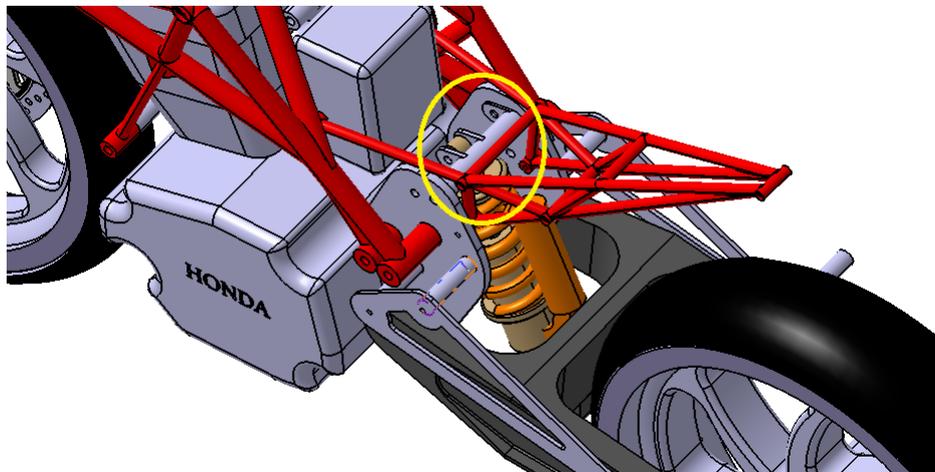


Figura 8.19: Vista superior - Eje amortiguador

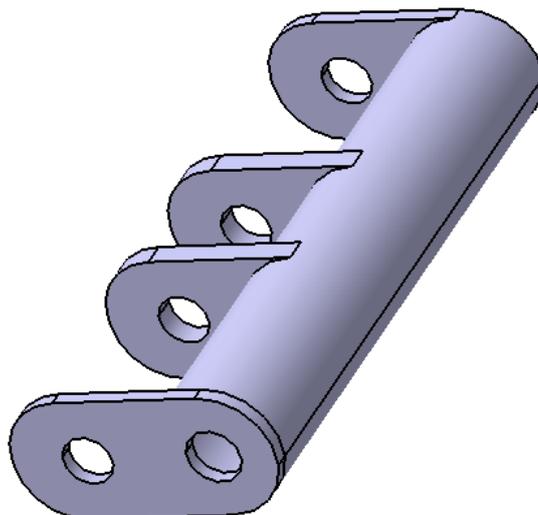


Figura 8.20: Geometría eje amortiguador

Las dimensiones del eje son :

| Eje amortiguador | | |
|------------------|------------------------|------------------------|
| Longitud [mm] | Diámetro exterior [mm] | Diámetro interior [mm] |
| 127,8 | 25,4 | 22,4 |

Tabla 8.5: Dimensiones eje

Este se fabrica de acero 4130 de la longitud adecuada y se tornea para llevarlo a los diámetro de diseño ya sea interno o externo.

Luego se fabrican las placas que son soldadas sobre los extremos y centro del eje. Las placas también se hacen de acero 4130 las cuales se le aplica un proceso de fresado y perforado (ver plano Apéndice B.4).

- **Eje sujeción motor - delantero**

Este eje al igual que el anterior va a ser fabricado de acero 4130, partiendo de un tocho macizo redondo de 22,23 [mm] y al cual se le realiza el perforado para el diámetro interno de 11 mm:

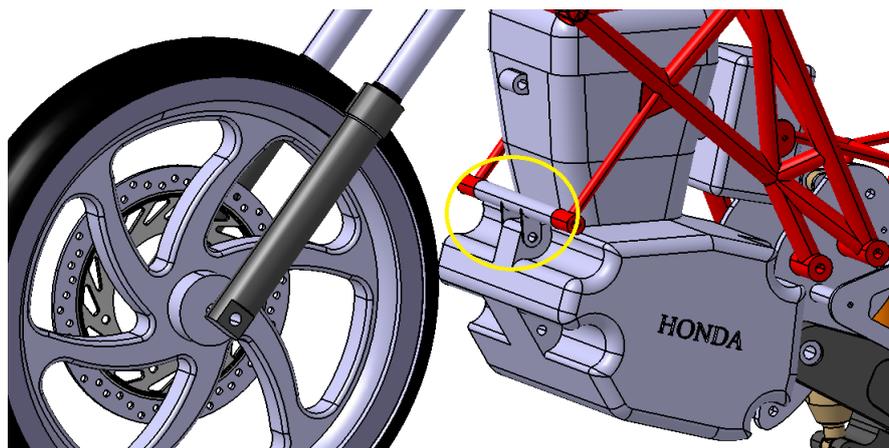


Figura 8.21: Vista modelo completo - eje sujeción motor

Las dimensiones del eje son:

| Eje sujeción motor delantero | | |
|------------------------------|------------------------|------------------------|
| Longitud [mm] | Diámetro exterior [mm] | Diámetro interior [mm] |
| 188,211 | 22,223 | 11 |

Tabla 8.6: Dimensiones eje sujeción motor - delantero

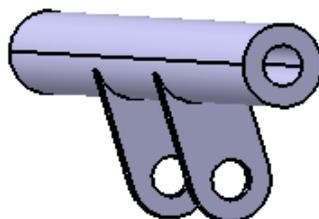


Figura 8.22: Geometría eje sujeción motor

Las placas también se hacen del mismo material, mediante fresa para luego ser soldadas al eje (ver plano Apéndice B.5).

- **Eje sujeción motor - trasero** Para la fabricación de este eje se aplicara el mismo proceso que el eje de sujeción delantero, con la diferencia que las dimensiones y la geometría son distintas (ver plano Apéndice B.6):

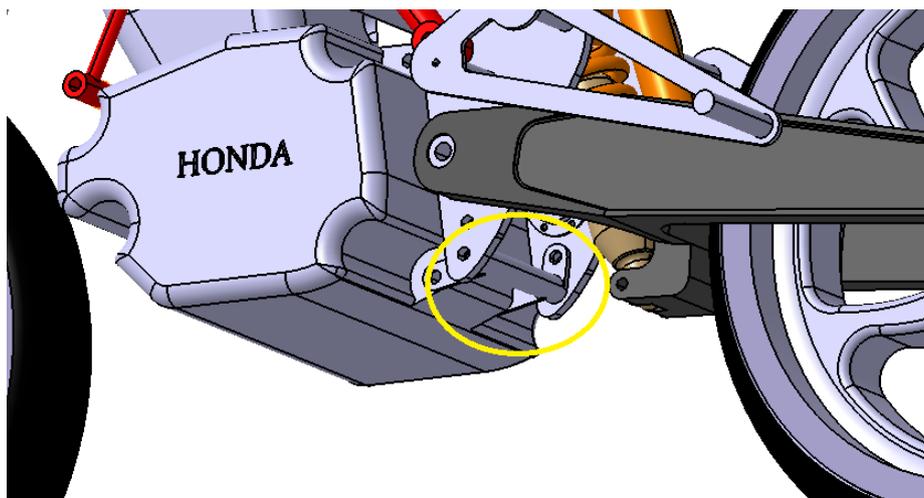


Figura 8.23: Vista modelo completo - eje sujeción motor

Las dimensiones del eje son:

| Eje sujeción motor trasero | | |
|----------------------------|------------------------|------------------------|
| Longitud [mm] | Diámetro exterior [mm] | Diámetro interior [mm] |
| 127,8 | 22,223 | 11 |

Tabla 8.7: Dimensiones eje sujeción motor - trasero

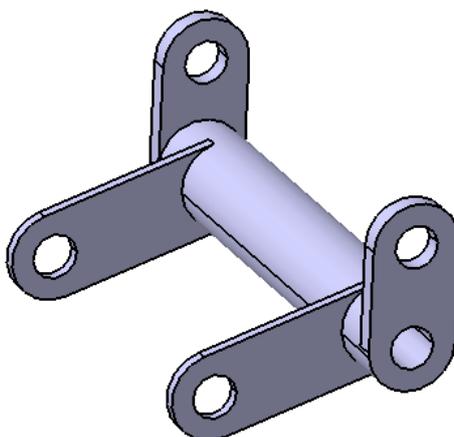


Figura 8.24: Geometría eje sujeción motor

- **Buje porta rulemanes - Eje basculante**

Para la fabricación de este componente, se inicia de un tocho macizo de acero 4130 de 65 [mm] de diámetro. Se le aplica un proceso de torneado (desbaste) hasta alcanzar las dimensiones de diseño (ver plano Apéndice B.3).

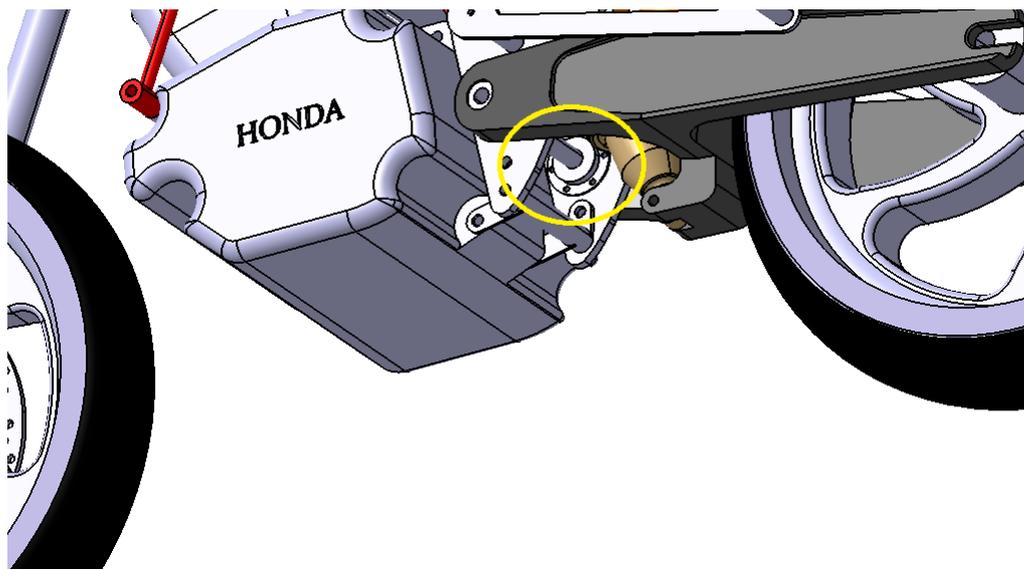


Figura 8.25: Vista inferior modelo completo - buje porta rulemanes

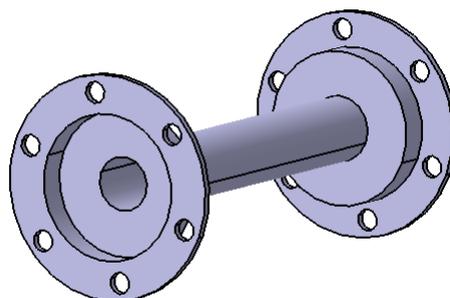


Figura 8.26: Geometría buje porta rulemanes

- **Bujes separadores basculante**

Para la fabricación se utiliza acero 4130 partiendo de un tocho macizo cuadrado de 31,75 [mm] al cual se le aplica un proceso de torneado y luego se le efectúa el perforado del diámetro interno 17 [mm] (ver plano Apéndice B.1).

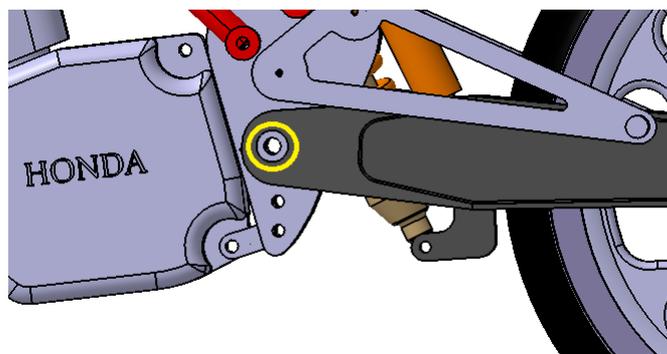


Figura 8.27: Vista lateral modelo completo - buje separador basculante

Los bujes poseen la siguiente geometría:



Figura 8.28: Geometría de los bujes separadores

Las dimensiones de los bujes son:

| Buje separador - Izquierdo | | | | |
|----------------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|--------------------------|
| Long. total [mm] | ϕ exterior [mm] | ϕ interior [mm] | ϕ ext. buje [mm] | Long. labio de toma [mm] |
| 50,8 | 28 | 15 | 18 | 5 |

Tabla 8.8: Dimensiones buje izquierdo

| Buje separador - Derecho | | | | |
|--------------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|--------------------------|
| Long. total [mm] | ϕ exterior [mm] | ϕ interior [mm] | ϕ ext. buje [mm] | Long. labio de toma [mm] |
| 51,4 | 28 | 15 | 18 | 5 |

Tabla 8.9: Dimensiones buje derecho

- **Pedalines**

Para el diseño de los pedalines, se basó en la ergonomía del piloto, para buscar una posición adecuada. Una vez observada la posición se diseñaron los mismos para poder anclarlos a las placas.

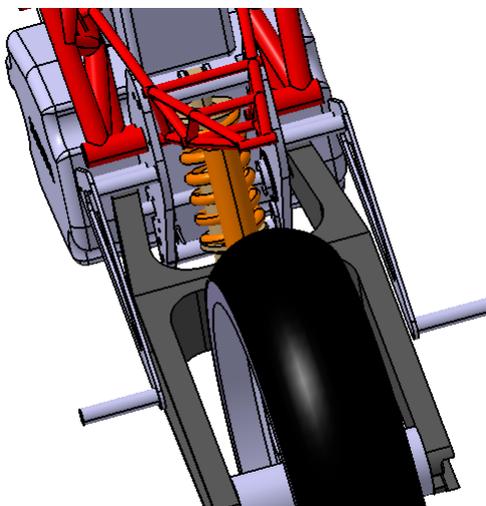


Figura 8.29: Vista superior modelo completo - pedalines

La fabricación de los pedalines de aluminio 7075, al igual que los bujes que lo unen con las placas.

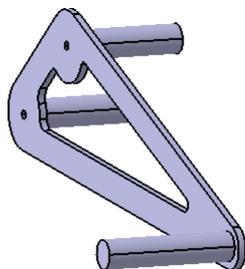


Figura 8.30: Geometría del pedalín izquierdo con los bujes

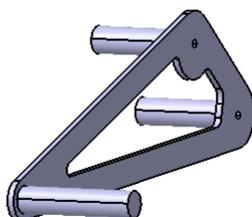


Figura 8.31: Geometría del pedalín derecho con los bujes

Las dimensiones de los bujes que vinculan las placas de los pedalines con las placas de sujeción son:

| Bujes pedalín izquierdo | | |
|-------------------------|------------------------|------------------------|
| Longitud [mm] | Diámetro exterior [mm] | Diámetro interior [mm] |
| 73,9 | 20 | 6 |

Tabla 8.10: Dimensiones bujes pedalín izquierdo

| Bujes pedalín derecho | | |
|-----------------------|------------------------|------------------------|
| Longitud [mm] | Diámetro exterior [mm] | Diámetro interior [mm] |
| 73,4 | 20 | 6 |

Tabla 8.11: Dimensiones bujes pedalín derecho

Para construir los bujes se inicia de un tocho de aluminio 7075 el cual se tornea para lograr los 20 [mm] de diámetro exterior y luego se le hace el perforado de 6 [mm].

Para la fabricación de las placas de 5 [mm] de aluminio, se introducen a una máquina CNC y mediante un proceso CAD-CAM se realizan los siguientes procesos:

- Planeado de ambas las caras de la placa para que queden planas, paralelas y para llevarlas a los 5 [mm] de espesor.
- Contorneado de la placa.
- Perforaciones de 6 [mm].

8.1. Resumen de diseño del prototipo final

Finalizado con el diseño y el estudio del chasis, subchasis y basculante, se realizó la verificación del prototipo final, para corroborar la posición del centro de gravedad y la masa propuesta para los cálculos de cargas.

El modelo de prototipo definitivo se muestra en las siguientes imágenes:

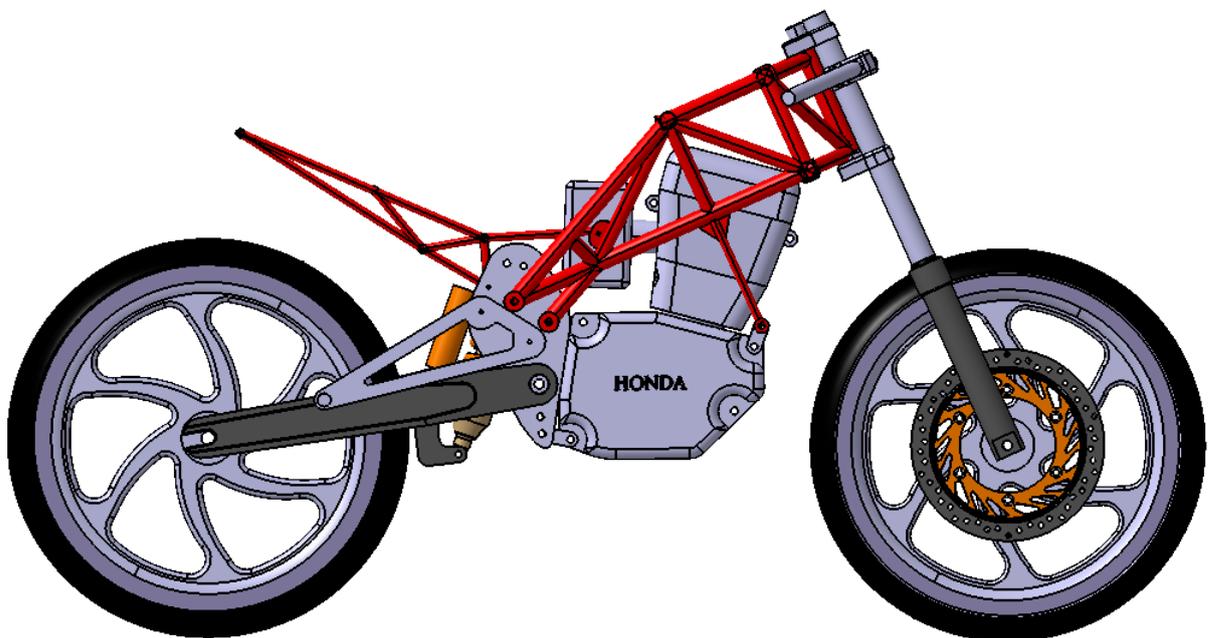


Figura 8.32: Vista lateral

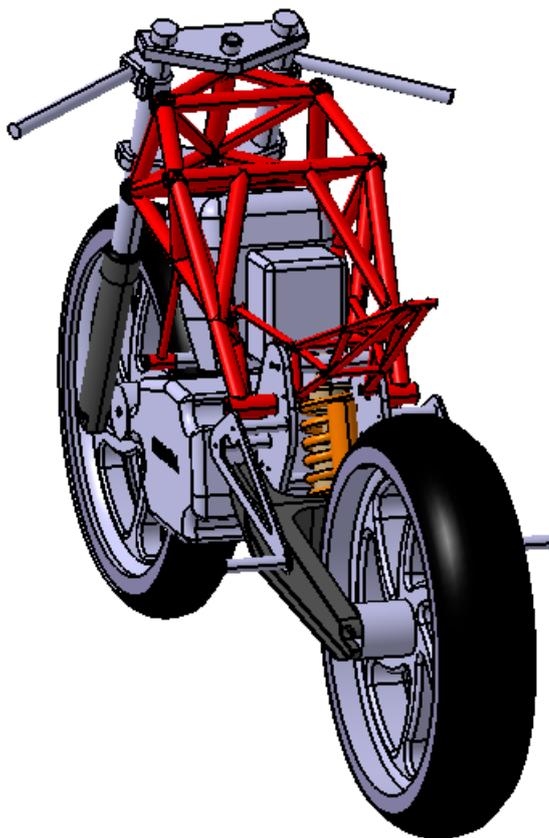


Figura 8.33: Vista isométrica

8.1.1. CG del prototipo final

Para el cálculo del CG del prototipo final, se utilizó el modelo definitivo realizado en CATIA®[®], del cual se obtuvo la siguiente posición:

$$X_{cg} = 609,53[mm] \quad (8.1)$$

$$Z_{cg} = 375,41[mm] \quad (8.2)$$

Tomando como eje de referencia, el punto de apoyo entre la rueda trasera y el suelo, como se observa en la siguiente figura:

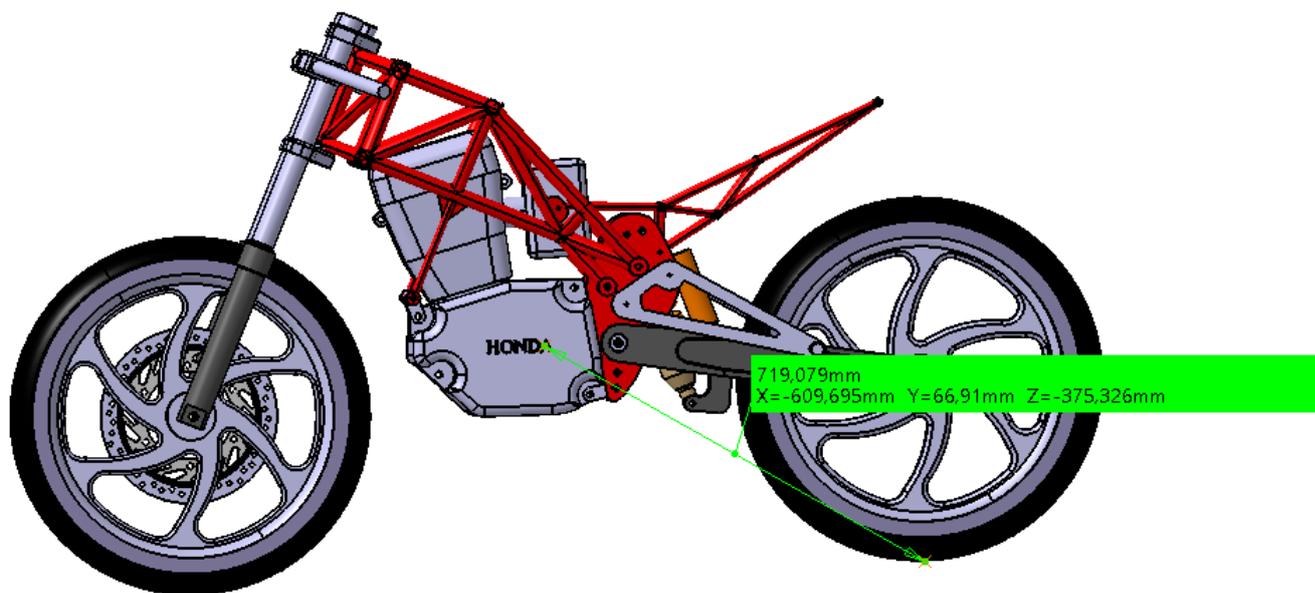


Figura 8.34: Posición del CG

En la empresa Paolucci Racing Performance, se midió el CG de una moto de competición que sirve como comparación con el calculado del prototipo final. Este cálculo se encuentra detallado en el apéndice A.

| Comparación centro de gravedad | Xcg [mm] | Zcg [mm] | Porcentaje Xcg |
|--------------------------------|----------|----------|----------------|
| CG moto competición empresa | 694,23 | 492 | 50,69 % |
| CG prototipo final | 609,53 | 375,41 | 50,79 % |

Tabla 8.12: Comparación posición CG

Como se observa en la tabla, la diferencia de la posición del CG entre ambas motocicletas es significativa. Esto se debe a que la motocicleta de la empresa posee una distancia entre ejes mayor a la del prototipo, por ende habrá una variación en la posición X_{cg} . Lo que se busca en la competición es que la posición del centro de gravedad se encuentre lo más próximo al centro de la motocicleta, es decir, $X_{cg} = 600[mm]$. **Esto se logró en el prototipo final.**

Por otro lado, la diferencia en Z_{cg} radica en que la motocicleta de la empresa es mas alta que la diseñada.

8.1.2. Peso prototipo final

Una vez que se finalizó con el diseño de la motocicleta y de los diferentes componentes se realizó una tabla con las nuevas piezas diseñadas, para verificar que el peso de diseño planteado al comienzo del proyecto sea el adecuado. Se obtuvieron las siguientes masas de los componentes:



| Masas componentes moto diseñados | |
|---|------------------|
| Elemento | Masa [kg] |
| Chasis | 6,7 |
| Subchasis | 0,9 |
| Basculante | 6,98 |
| Placas de sujeción | 1,6 |
| Eje amortiguador | 0,21 |
| Eje sujeción motor - Delantero | 0,5 |
| Eje sujeción motor - Trasero | 0,4 |
| Buje porta rulemanes | 0,2 |
| Bujes separadores basculante | 0,1 |
| Pedalines | 0,8 |
| Total | 19,5 |

Tabla 8.13: Masas componentes diseñados

| Masas componentes moto original | |
|--|------------------|
| Elemento | Masa [kg] |
| Rueda delantera | 8,15 |
| Rueda trasera completa | 13,65 |
| Motor | 35,2 |
| Barral izquierdo | 3,45 |
| Barral derecho | 3,45 |
| Suspensión trasera | 3,35 |
| Escape | 2 |
| Tanque de combustible | 8,88 |
| Carburador | 0,735 |
| Cristo completo | 2,75 |
| Disco de freno | 0,95 |
| Total | 82,56 |

Tabla 8.14: Masas componentes moto original

Con los datos que se tenían de los componentes de la motocicleta original se pudo calcular un peso aproximado de esta resultando:

$$Masa_{total} = 101[kg] \quad (8.3)$$

Por lo tanto se puede concluir que el peso de diseño estimado y luego utilizado para los casos de carga fue el correcto.



Capítulo 9

Conclusiones

Para concluir con el Trabajo Final de Grado, se puede afirmar que los objetivos principales del mismo, propuestos al inicio, se han cumplido satisfactoriamente. Estos se detallan a continuación:

- Se ha realizado un estudio del reglamento del “MotoStudent”, lo que ha permitido realizar un diseño adecuado.
- Se ha realizado un detallado estudio de la física de las motocicletas y del estado del arte de los sistemas de suspensión y de producción. A partir de este estudio, se han establecido las características técnicas que el sistema estructural debía cumplir.
- Se ha establecido una metodología de diseño. Las pautas se han usado para orientar las distintas decisiones tomadas y han servido para alcanzar de forma satisfactoria las especificaciones que debía cumplir el sistema planteado.
- Se ha logrado alcanzar un nivel superior en el aprendizaje de los softwares (CATIA® y ANSYS®) utilizados para el diseño y cálculo estructural de la motocicleta .

Finalmente, se concluye que el sistema estructural de la motocicleta estilo ” Moto 3 ” planteado, puede ser capaz de desempeñar sus funciones de forma completamente satisfactoria y, por ello, se considera totalmente viable su fabricación y montaje para efectuar las pruebas experimentales para la competición.

Apéndice A

Cálculo de Cg

Para realizar el cálculo del centro de gravedad de la motocicleta se utilizó la referencia [10]. Se sigue un procedimiento descrito en la referencia, el cual consta básicamente en medir la distribución de pesos de la motocicleta (utilizando balanzas), primero con la moto colocada de forma horizontal y luego inclinándola (se levanta la rueda delantera) un cierto ángulo como se describe a continuación:

Si se designa “ w ” a la distancia entre ejes de la moto, y se considera que el centro de gravedad esta a una distancia horizontal x_{cg} del eje de la rueda delantera y a una distancia vertical z_{cg} del suelo, y también se simboliza F_1 , F_2 a los pesos soportados por el eje delantero y R_1 , R_2 a los pesos soportados por el eje trasero, donde los que tienen subíndice 1 son los que corresponden a la medida de la moto en posición horizontal y los de subíndice 2 son los medidos con la rueda delantera elevada con respecto a la trasera, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$x_{cg} = R_1 * w / (R_1 + F_1) \quad (A.1)$$

Si la altura de la rueda delantera con respecto a la trasera es “ h ”, y el radio efectivo de las ruedas es r_f (delantera) y r_r (trasera), entonces la altura del centro de gravedad es:

$$z_{cg} = R_2 * h / [(R_2 + F_2) * \text{sen}(\theta) * \text{tan}(\theta)] - x_{cg} / \text{tan}(\theta) + r_f + x_{cg} * (r_r - r_f) / w \quad (A.2)$$

Para un mayor entendimiento de las ecuaciones se tienen las siguientes imágenes (extraídas de la referencia [10]- página 30):

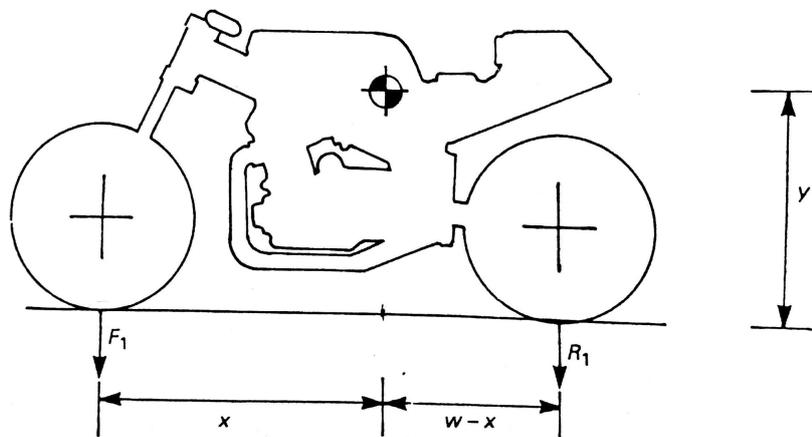


Figura A.1: Dimensiones generales calculo C.G.- moto horizontal

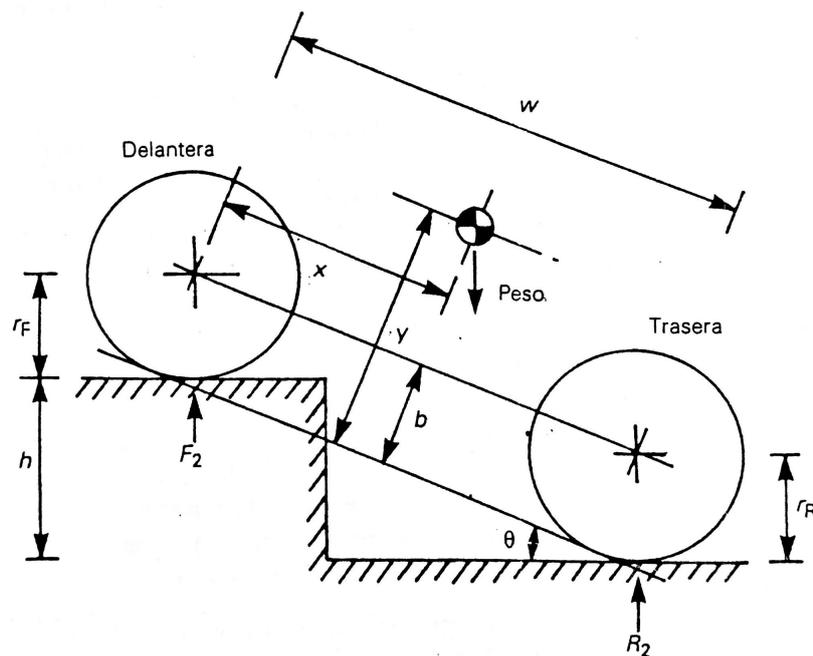


Figura A.2: Dimensiones generales calculo C.G.- moto rueda delantera elevada

A partir de estas ecuaciones es posible calcular la altura y posición del centro de gravedad. También es posible determinar el efecto de desplazar el centro de gravedad hasta que se alcanza la mejor tracción. Estas consideraciones afectarán la elección de anclajes del motor, longitud del basculante, etc. Esto es de gran importancia debido a que cuanto mas se retrase el centro de gravedad, mejor será la tracción de la rueda trasera porque soportará más peso. También se incrementa la tendencia a levantarse la rueda delantera en la aceleración, efecto que también se produce cuando el centro de gravedad es alto, porque el par que se aplica sobre la superficie de contacto sobre la rueda trasera es mayor.

A.1. Cálculo de la posición del centro de gravedad

Primero se definieron los parámetros geométricos y relaciones de pesos mas relevantes, los cuales se utilizaron en las ecuaciones citadas en la sección anterior. Estos son:

1. $F_1 = 56,7[kg]$
2. $F_2 = 48,5[kg]$
3. $R_1 = 57,4[kg]$
4. $R_2 = 64,3[kg]$
5. $h = 592[mm]$
6. $w = 1380[mm]$
7. $\theta = 25,4[^\circ]$
8. $r_r = 302,4[mm]$
9. $r_f = 297,6[mm]$



Con los parámetros geométricos, y relaciones de pesos se procedió al calculo de la posición del centro de gravedad. Se obtuvo:

$$x_{cg} = 694,23[mm] \quad (A.3)$$

$$z_{cg} = 492[mm] \quad (A.4)$$

Estos parámetros geométricos, fueron tomados de la motocicleta que fue tarada anteriormente en el taller de la empresa Paolucci Racing Performance.



Apéndice B

Planos partes a fabricar

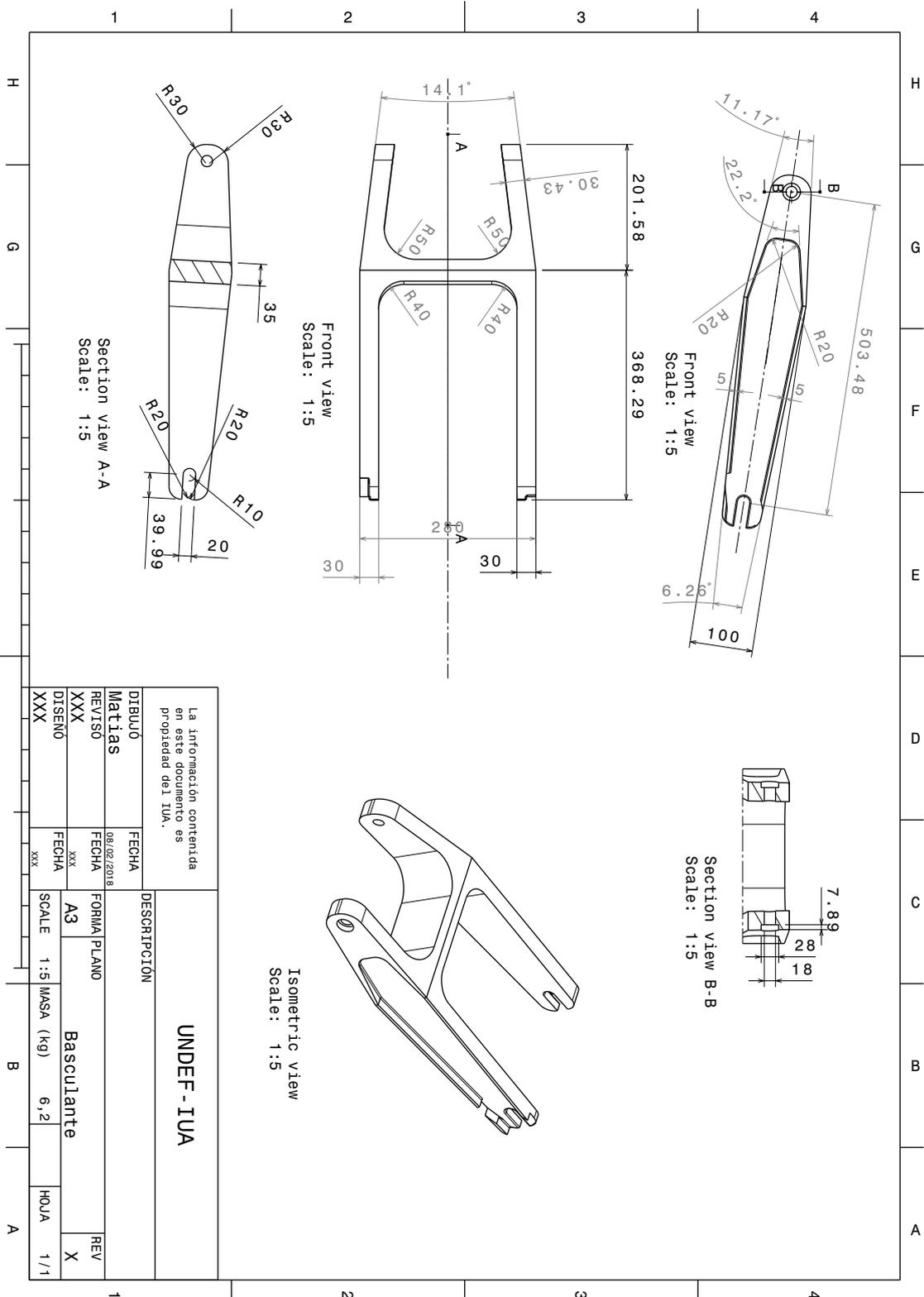


Figura B.1: Plano dimensiones basculante

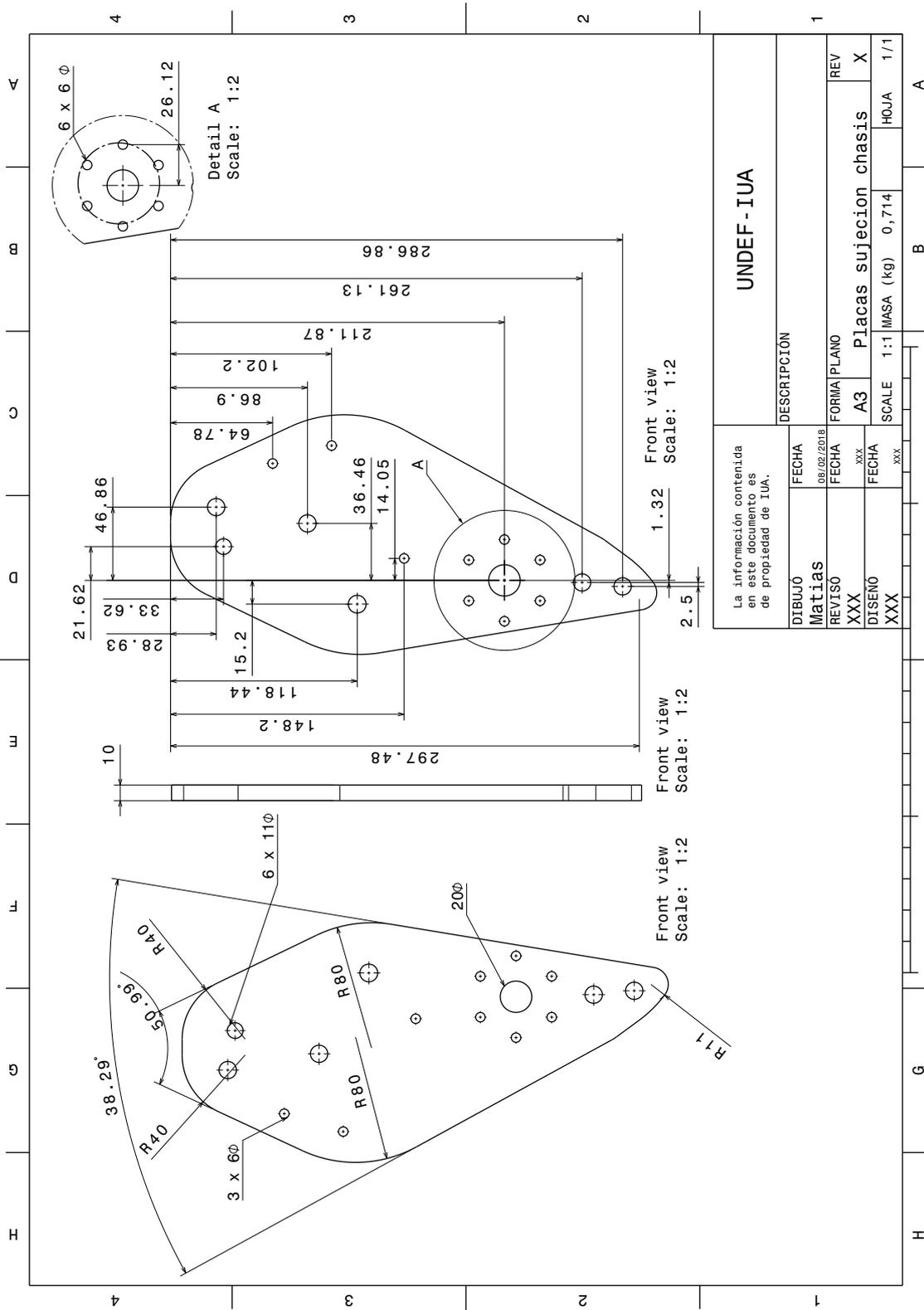


Figura B.2: Plano dimensiones placa de sujeción

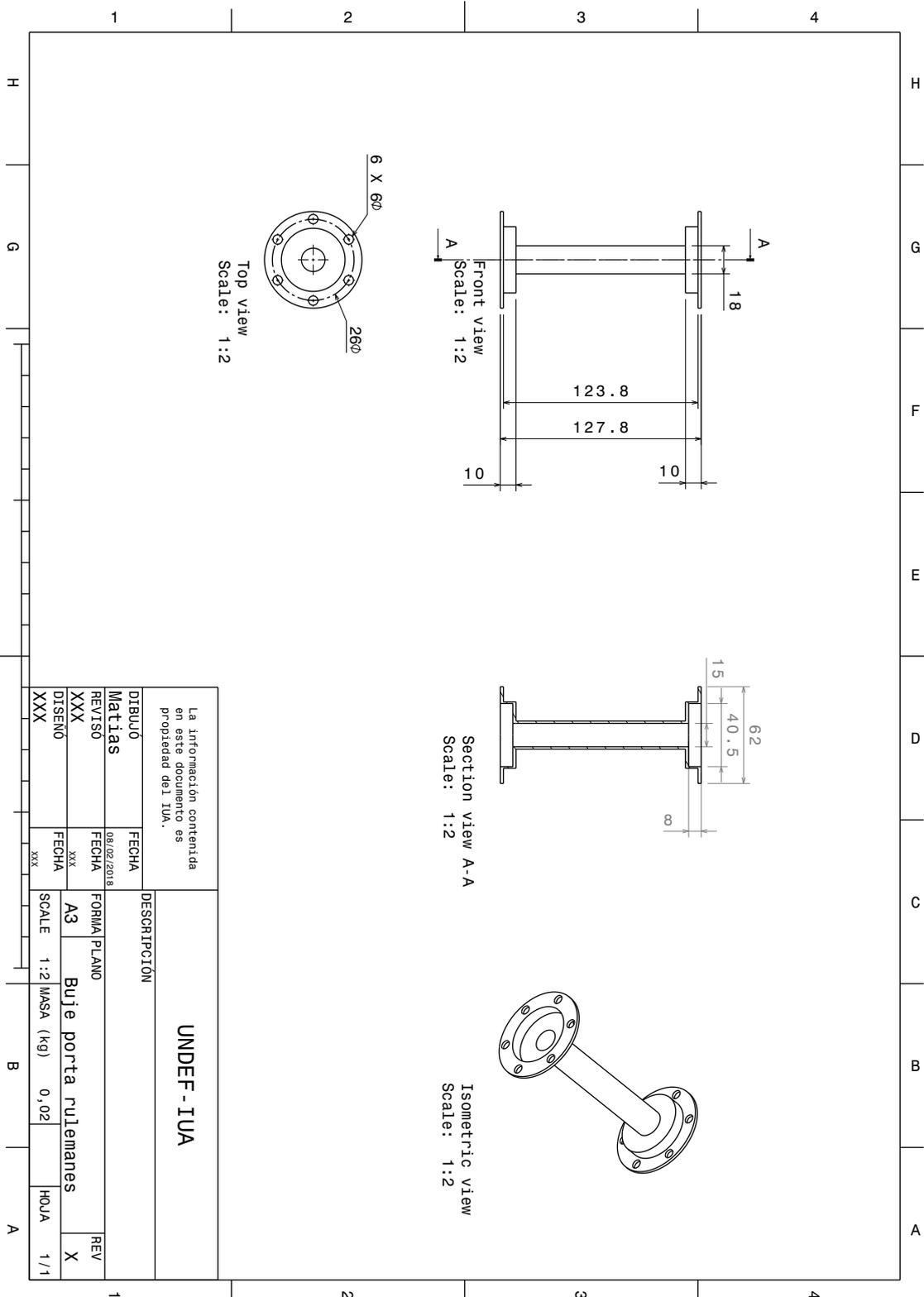


Figura B.3: Plano dimensiones buje porta rulemanes

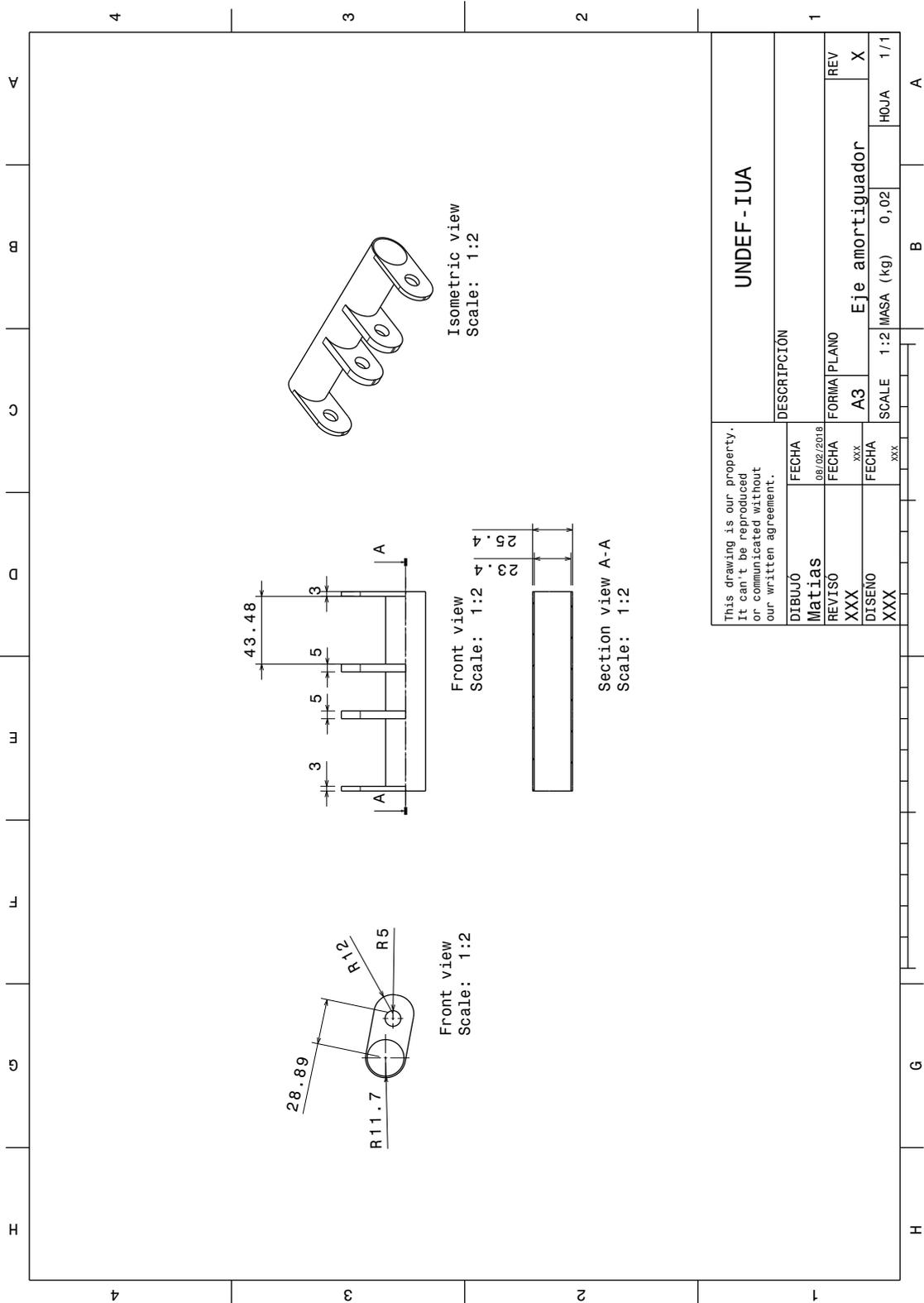


Figura B.4: Plano dimensiones eje amortiguador

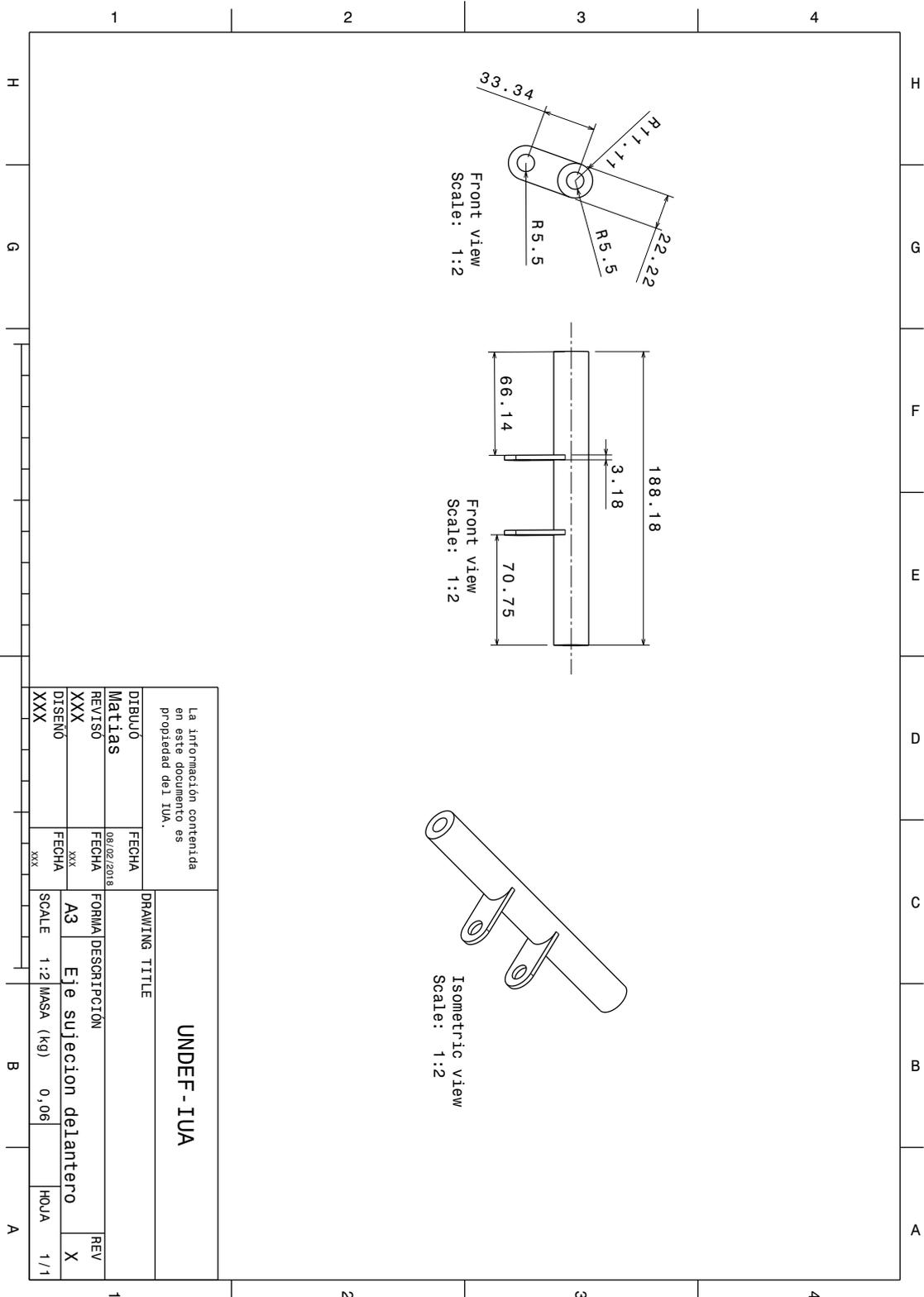


Figura B.5: Plano dimensiones eje motor delantero

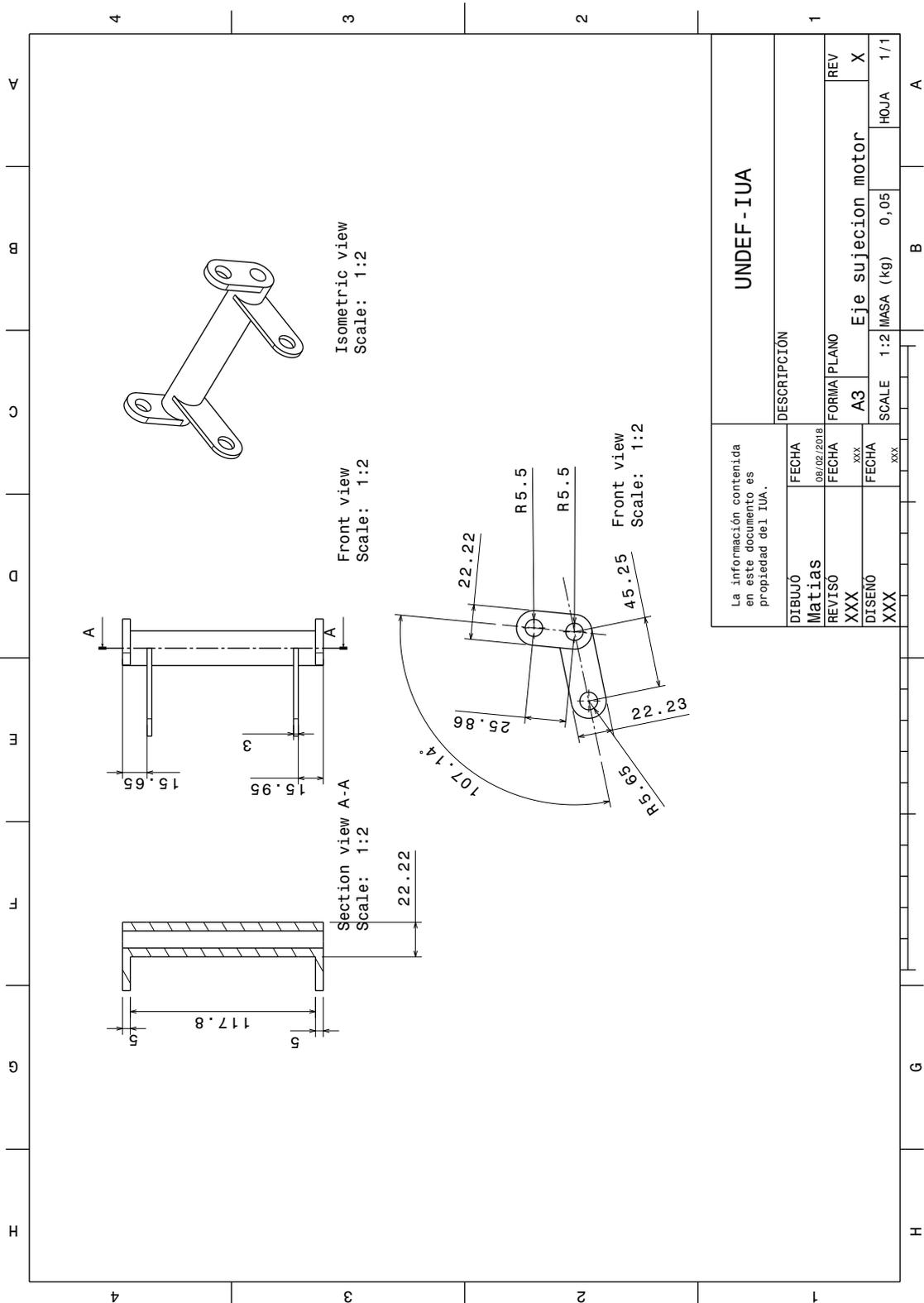


Figura B.6: Plano dimensiones eje motor trasero

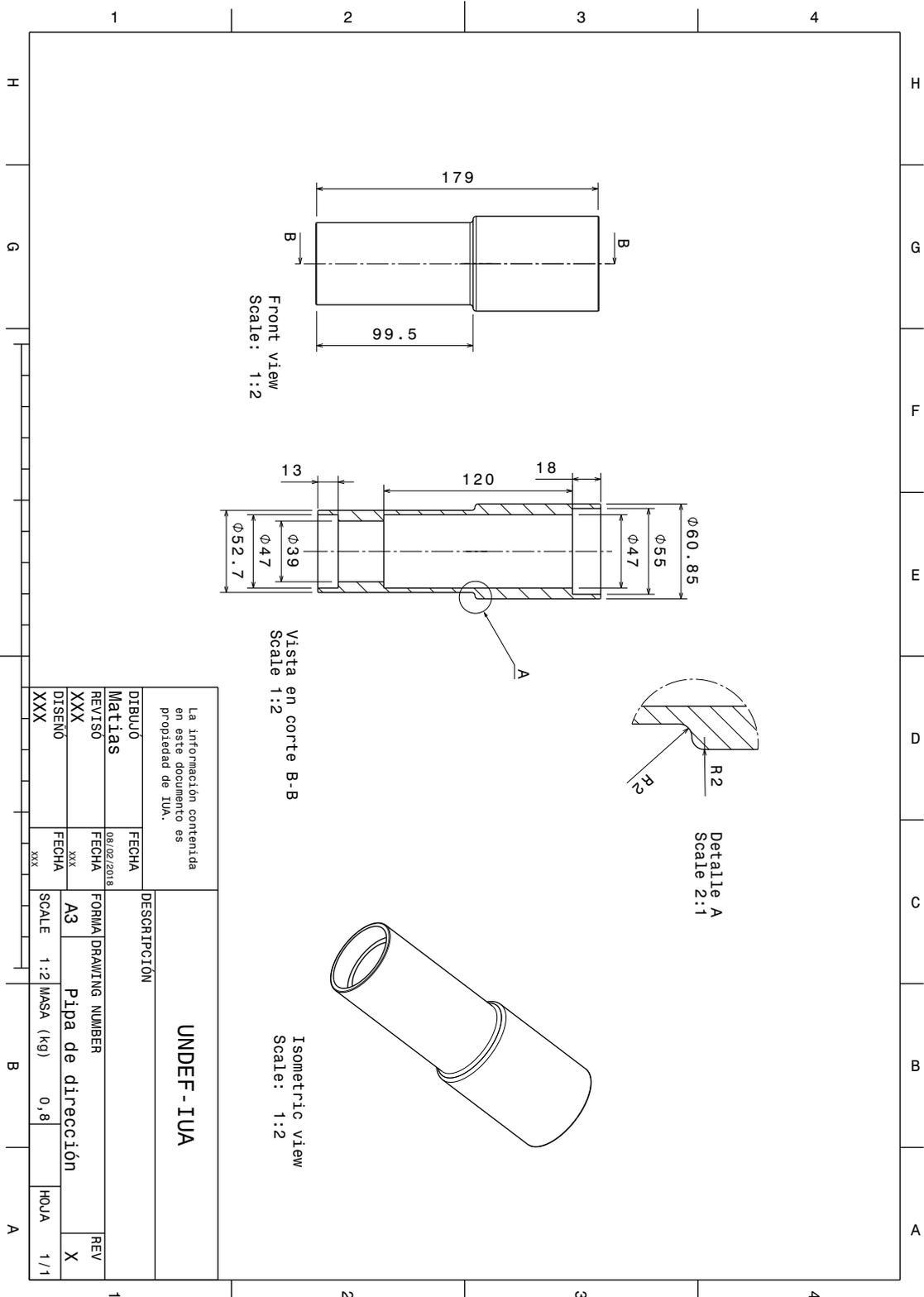


Figura B.7: Plano dimensiones pipa



Bibliografía

- [1] MotoStudent. (1999) Motostudent reglamento de competición. [Online]. Available: http://www.motostudent.com/archivos/MS1718_Regulations_V1_ESP.pdf
- [2] V. Cossalter, *Motorcycle Dynamics*. Cossalter, 2006.
- [3] Paolucci. (2016) Paolucci racing performance. [Online]. Available: <http://paolucciracing.com.ar/about-us/>
- [4] T. Foale, *Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño de chasis: el arte y la ciencia*. Foale, 2003.
- [5] Renault. (1962) Instituto técnico renault. [Online]. Available: <https://itr.edu.ar>
- [6] ArAvia. (2014) ArAvia repuestos aeronauticos. [Online]. Available: <http://www.aravia.com.ar>
- [7] DelMetal. (2014) DelMetal metales no ferrosos. [Online]. Available: <https://www.delmetal.com.ar>
- [8] D. of defense, *Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures*. Department of defense, 1998.
- [9] E. BRUHN, *Analysis and design of flight vehicle structures*. Jacobs Publishing, 1973.
- [10] J. Robinson, *Motorcycle Tuning: Chassis*. Butterworth-Heinemann, 1994.
- [11] Economiasimple. (2016) Definicion utillaje. [Online]. Available: <https://www.economiasimple.net/glosario/utillaje>
- [12] AreaTecnologia. (2016) Propiedades de los materiales. [Online]. Available: <http://www.areatecnologia.com/TUTORIALES/PROPIEDADES%20DE%20LOS%20MATERIALES.htm>
- [13] Wikipedia. (2016) Ensayo de tracción. [Online]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Ensayo_de_tracci\u00f3n
- [14] E. R. E. Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston, *Mecánica vectorial para ingenieros: Estática*. McGrawHill, 2006.