UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE

INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Trabajo de tesis previo a la obtención del título de

INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ

Tema:

PROPUESTA DE DISEÑO ESTRUCTURAL DE CARROCERÍA PARA BUSES DE SERVICIO INTERPROVINCIAL.

Autores:

DAMIÁN MAURICIO CÁRDENAS ORELLANA

JUAN CARLOS ESCUDERO ASTUDILLO

KLEBER SEBASTIÁN QUIZHPI SALAMEA

Director:

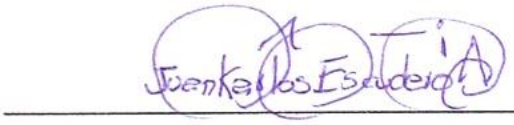
ING MARCO ESTEBAN AMAYA PINOS

CUENCA - ECUADOR

2014

Los conceptos vertidos, análisis realizados, resultados y conclusiones en este trabajo, son de absoluta responsabilidad de los autores.

Damián Mauricio Cárdenas Orellana



Juan Carlos Escudero Astudillo

Kleber Sebastián Quizhpi Salamea

CERTIFICACIÓN

Yo Ing. Marco Amaya, Director de tesis de los alumnos Damián Mauricio Cárdenas Orellana, Juan Carlos Escudero Astudillo y Kleber Sebastián Quizhpi Salamea Certifico:

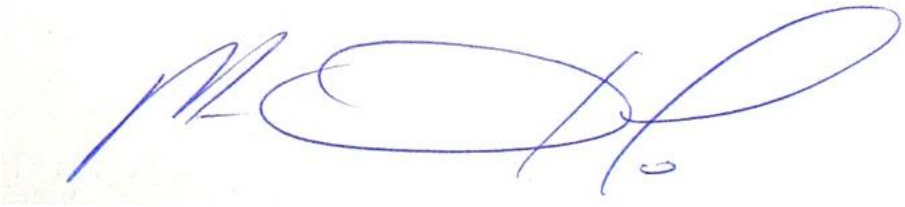
Que la presente tesis "PROPUESTA DE DISEÑO ESTRUCTURAL DE CARROCERÍA PARA BUSES DE SERVICIO INTERPROVINCIAL." fue realizada bajo mi supervisión y control.

Es todo cuanto puedo decir en honor a la verdad, facultando la presente a los señores hacer uso en los trámites respectivos.

Atentamente

Ing. Marco Esteban Amaya Pinos

Cuenca, enero de 2014



Ing. Marco Esteban Amaya Pinos

DIRECTOR DE TESIS

DEDICATORIA

"A nuestro querido e inigualable amigo y compañero Sebastián Carchi, su ausencia sembró en nosotros un sentido de amistad que perdurará hasta que volvamos a vernos más allá del tiempo"

Los Autores

AGRADECIMIENTO

“A DIOS por otorgarnos el regalo de la Vida”

“A nuestros padres y hermanos; por su apoyo incondicional y su confianza.”

“A la UPS, pues en sus aulas aprendimos a ser lo que somos.”

“Al Ingeniero Marco Amaya, baluarte invaluable en esta adquisición académica”

Los Autores

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN ..... **¡Error! Marcador no definido.**

DEDICATORIA iv

AGRADECIMIENTO v

INDICE DE CONTENIDOS vi

INDICE DE TABLAS xi

INDICE DE FIGURAS.....xv

GLOSARIO xxiv

FORMULAS.....xxv

INTRODUCCIÓN xxvi

CAPITULO 1
ANÁLISIS DE LA NORMATIVA REFERENTE A LA CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS PARA CARROCERÍAS DE AUTOBUSES INTERPROVINCIALES. 1

1.1 INTRODUCCIÓN.....1

1.2 NORMATIVA ECUATORIANA PARA LA CONSTRUCCIÓN DE CARROCERÍA NTE INEN 1323.....4

1.3 ANALISIS DE LA NORMATIVA ECUATORIANA PARA LA CONSTRUCCIÓN DE CARROCERÍA NTE INEN 1323 11

CAPITULO 2
ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE LA RESPUESTA DE LA ESTRUCTURA DE UN BUS INTERPROVINCIAL CONVENCIONAL FRENTE A DIFERENTES ESFUERZOS 14

2.1 INTRODUCCION.....14

2.1.1 MARCO TEORICO 14

2.1.2 MÉTODOS DE CÁLCULO DE DISEÑO ESTRUCTURAL 15

2.1.3 TIPOS DE FALLA 18

2.1.4 FACTOR DE SEGURIDAD 18

2.1.4.1 FACTOR DE SEGURIDAD A LA FATIGA.....19

2.1.5 MATERIALES Y PERFILES UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LAS CARROCERÍAS. 20
2.2 CARGAS APLICADAS 23
2.2.1 RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA 23
2.2.2 CARGAS MUERTAS 24
2.2.3 CARGAS VIVAS 26
2.2.4 CARGA DE GIRO 28
2.2.5 CARGA DE FRENADO Y ACELERACIÓN BRUSCA 29
2.2.6 RESISTENCIA DEL AIRE FRONTAL 29
2.3 ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA CONVENCIONAL 31
2.3.1 TIPOS DE SUJECIÓN UTILIZADOS 31
2.3.1.1 UNIONES FIJAS 32
2.3.1.2 UNIONES MÓVILES 33
2.3.2 SIMULACIÓN 34
A. SIMULACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS 34
B. SIMULACIÓN DE CARGAS DINÁMICAS 41
C. COMBINACIONES 44
CAPITULO 3
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PROPUESTA DE ESTRUCTURA PARA LA CARROCERÍA DE UN BUS INTERPROVINCIAL MEDIANTE SOFTWARE 51
3.1 INTRODUCCION 51
3.2 CONDICIONES INICIALES. 51
3.3 PROPUESTA DE MODELOS DEL NUEVO DISEÑO. 53
3.3.1 PROPUESTAS ESTÉTICAS 53
3.3.2 ANÁLISIS AERODINÁMICO DE LAS PROPUESTAS 55
3.3.3 ENCUESTA 58

3.3.4 RESULTADOS DE LAS ENCUESTAS 58
3.3.4.1 ASPECTOS ESTÉTICOS.....58
3.3.4.2 ASPECTOS TECNICOS 62
A. MANUFACTURA.....62
B. ADAPTABILIDAD DE CIRCULACIÓN AERODINAMICA 65
C. SEGURIDAD.....66
3.3.5 PRIORIZACION 68
3.3.6 SELECCIÓN DEL ELEMENTO 69
3.3.7 CARACTERISTICAS DEL MODELO ELEJIDO. 70
3.4 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA. 71
3.4.1 SELECCIÓN DE MATERIALES.....71
3.4.2 UNIONES.....72
A. UNIONES SOLDADAS.....72
B. UNIONES SUELDA-PERNOS.....83
3.4.3 DISEÑO.....93
3.4.3.1 PROPUESTA ESTRUCTURAL 93
A. SIMULACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS.....94
B. SIMULACIÓN DE CARGAS DINÁMICAS.....101
C. COMBINACIONES.....105
3.4.3.2 PRIMERA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO.....111
A. SIMULACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS.....111
B. SIMULACIÓN DE CARGAS DINÁMICAS.....117
C. COMBINACIONES.....120
3.4.3.3 SEGUNDA OPTIMIZACION DEL DISEÑO. 126
A. SIMULACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS.....126

B. SIMULACIÓN DE CARGAS DINÁMICAS.....132
C. COMBINACIONES.....135
3.4.3.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....141
3.4.3.5 PLANOS TECNICOS DEL DISEÑO FINAL.....146
CAPÍTULO 4
CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS DE DEFORMACIÓN DE LOS MODELOS A ESCALA DE LA ESTRUCTURA PROPUESTA VERSUS UNA CONVENCIONAL.....147
4.1 INTRODUCCIÓN.....147
4.2 TEORÍA DE LOS MODELOS A ESCALA.....147
4.3 CONSTRUCCIÓN DE LOS PROTOTIPOS.....150
4.3.1 CONSTRUCCIÓN PROTOTIPO ESTRUCTURA CONVENCIONAL.....152
4.3.2 CONSTRUCCIÓN PROTOTIPO ESTRUCTURA PROPUESTA.....156
4.4 PROCESO DE PRUEBA DE COLISIÓN FRONTAL.....159
4.4.1 DEFINICIÓN DE LA PRUEBA.....159
4.4.2 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO DE LAS COLISIONES.....161
4.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....166
4.5.1 RECOPILACIÓN DE DATOS ESTRUCTURA CONVENCIONAL.....166
4.5.2 RECOPILACIÓN DE DATOS ESTRUCTURA PROPUESTA.....172
4.5.3 ANALISIS COMPARATIVO DE RESULTADOS.....176
4.5.4 CALCULO DE LA ENERGÍA ABSORBIDA EN EL IMPACTO.....177
4.5.4.1 CÁLCULO DE LA ENERGÍA DE DEFORMACIÓN.....179
4.5.4.2 ENERGÍA ABSORBIDA EN EL MODELO CONVENCIONAL.....182
A. Viga A-B.....183
B. Viga C-D.....185
C. Viga E-G.....186
D. Viga F-H.....187

E. Viga A-C....188
F. Viga B-D....189
G. ENERGÍA ABSORBIDA EN LA PARTE FRONTAL....189
4.5.4.3 ENERGÍA ABSORBIDA EN EL MODELO PROPUESTO....190
A. Viga A-B....190
B. Viga C-D....192
C. Viga E-G....193
D. Viga F-H....194
E. Viga A-C....194
F. Viga B-D....195
G. Viga A-G....196
H. Viga B-H....197
I. ENERGÍA ABSORBIDA EN LA PARTE FRONTAL....197
4.5.4.2 COMPARACIÓN DE RESULTADOS. ENERGÍA ABSORBIDA....198
CAPÍTULO 5
ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO DEL DISEÑO PROPUESTO....199
5.1 COSTO DE MATERIALES....199
5.2 ANALISIS COSTO – BENEFICIO....203
CONCLUSIONES....207
BIBLIOGRAFIA....**¡Error! Marcador no definido.**
ANEXOS....211

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1

Tabla 1.1. Carrocerías homologadas por la ANT. 1
Tabla 1.2. Determinación de las Cargas Vivas. 5
Tabla 1.3. Velocidades, radios y peraltes en carretera. 7
Tabla 1.4. Cargas usadas en las pruebas ASD. 9
Tabla 1.5. Cargas usadas en las pruebas LRFD. 9
Tabla 1.6. Número mínimo de salidas de emergencia según en número de pasajeros. 10
Tabla 1.7. Análisis de las definiciones de la normativa. 11
Tabla 1.8. Análisis de los requisitos de la normativa. 12

CAPÍTULO 2

Tabla 2.1. Métodos de cálculo estructural. 16
Tabla 2.2. Materiales usados para fabricar la carrocería. 20
Tabla 2.3. Constantes ambientales estándar a 1250 msnm. 23
Tabla 2.4. Cálculo del Peso de la Estructura. 23
Tabla 2.5. Peso y dimensiones de los materiales estructurales. 24
Tabla 2.6. Masa y dimensiones aproximadas de varios elementos utilitarios de la carrocería. 25
Tabla 2.7. Cálculo del peso de cargas Muertas. 26
Tabla 2.8. Cálculo de volumen de las bodegas. 27
Tabla 2.9. Cálculo del peso de Cargas Vivas. 27
Tabla 2.10. Calculo de la Carga de Giro. 28
Tabla 2.11. Cálculo de la Fuerza de frenado y aceleración. 29
Tabla 2.12. Constantes ambientales de normal funcionamiento del bus. 29
Tabla 2.13. Datos obtenidos de la simulación aerodinámica del modelo convencional. 30
Tabla 2.14. Cálculo de la resistencia del aire frontal. 31
Tabla 2.15. Resultados de la simulación frente a la carga de resistencia de la estructura. 35
Tabla 2.16. Resultados de la simulación frente a cargas estáticas 38
Tabla 2.17. Resultados de la simulación frente a cargas dinámicas. 41

Tabla 2.18. Cálculo de la fuerza aplicada de colisión. 44
Tabla 2.19. Resultados de la simulación frente a las cargas reales. 45
Tabla 2.20. Resultados de la simulación frente a las cargas reales y colisión 48

CAPÍTULO 3

Tabla 3.1. Condiciones Iniciales. 52
Tabla 3.2. Características Funcionales de diseño 1. 53
Tabla 3.3. Características Funcionales de diseño 2. 54
Tabla 3.4. Características Funcionales de diseño 3. 55
Tabla 3.5. Resultados de los análisis aerodinámicos 57
Tabla 3.6. Tabla de priorización. 69
Tabla 3.7. Características dinámicas de la propuesta. 70
Tabla 3.8. Materiales y perfiles de la estructura propuesta. 71
Tabla 3.9. Valor de la carga de giro. 72
Tabla 3.10. Resultados unión soldada 1 frente a cargas de giro. 73
Tabla 3.11. Resultados unión soldada 2 frente a cargas de giro. 76
Tabla 3.12. Resultados unión soldada 3 frente a cargas de giro. 80
Tabla 3.13. Resultados unión suelda -pernos 1 frente a cargas de giro…….. 84
Tabla 3.14. Resultados unión suelda -pernos 2 frente a cargas de giro 87
Tabla 3.15. Resultados unión suelda -pernos 3 frente a cargas de giro 90
Tabla 3.16. Resultados de la simulación frente a la carga de resistencia de la estructura 94
Tabla 3.17. Resultados de la simulación frente a las cargas estáticas. 98
Tabla 3.18. Cálculo de la resistencia del aire frontal. 101
Tabla 3.19. Resultados de la simulación frente a las cargas dinámicas. 102
Tabla 3.20. Resultados de la simulación frente a las cargas s reales. 105
Tabla 3.21. Resultados de la simulación frente a las cargas reales y colisión 108
Tabla 3.22. Resultados de la simulación frente a la carga de resistencia de la estructura 111
Tabla 3.23. Resultados de la simulación frente a las cargas estáticas. 114
Tabla 3.24. Resultados de la simulación frente a las cargas dinámicas. 117
Tabla 3.25. Resultados de la simulación frente a las cargas reales. 120

Tabla 3.26. Resultados de la simulación frente a las cargas reales y colisión 123
Tabla 3.27. Resultados de la simulación frente a la carga de resistencia de la estructura 126
Tabla 3.28. Resultados de la simulación frente a las cargas estáticas.....129
Tabla 3.29. Resultados de la simulación frente a las cargas dinámicas. 132
Tabla 3.30. Resultados de la simulación frente a las cargas s reales. 135
Tabla 3.31. Resultados de la simulación frente a las cargas reales y colisión. 138
Tabla 3.32. Resultados de la deformación. 141
Tabla 3.33. Resultados del criterio de rotura de Von Mises. 142
Tabla 3.34. Resultados del factor de seguridad a la carga. 143
Tabla 3.35. Resultados del Factor de Seguridad de la fatiga del material. 144

CAPÍTULO 4

Tabla 4.1. Materiales estructurales prototipo convencional.....151
Tabla 4.2. Materiales estructurales prototipo propuesto. 151
Tabla 4.3. Construcción chasis del prototipo convencional.....152
Tabla 4.4. Construcción del piso del prototipo convencional. 153
Tabla 4.5. Construcción sección lateral prototipo convencional. 153
Tabla 4.6. Construcción del techo del prototipo convencional. 154
Tabla 4.7. Construcción del frente del prototipo convencional. 155
Tabla 4.8. Construcción chasis del prototipo propuesto. 156
Tabla 4.9. Construcción del piso del prototipo propuesto.....157
Tabla 4.10. Construcción sección lateral del prototipo propuesto. 157
Tabla 4.11. Construcción del techo del prototipo propuesto.....158
Tabla 4.12. Construcción del frente del prototipo propuesto.....158
Tabla 4.13. Factores escalares para el cálculo de la fuerza y velocidad de colisión frontal. 160
Tabla 4.14. Calculo de la altura de impacto en función de la conservación de la energía. 161
Tabla 4.15. Análisis comparativo de resultados.....176
Tabla 4.16. Análisis comparativo de resultados Energía absorbida.....198

CAPÍTULO 5

Tabla 5.1. Costo de los materiales de la estructura convencional.....199
Tabla 5.2. Costo de los materiales de la estructura propuesta.....200
Tabla 5.3. Costo estimado de suelda MIG de la estructura convencional. 201
Tabla 5.4. Costo estimado de suelda MIG de la estructura propuesta 202
Tabla 5.5. Costo de producción de la estructura convencional. 203
Tabla 5.6. Costo de producción de la estructura propuesta.....204

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1.1. Espacio de supervivencia lateral…… 6

Figura 1.2. Espacio de supervivencia longitudinal. 6

CAPÍTULO 2

Figura 2.1. Métodos de Cálculo. 15

Figura 2.2. Tipos de falla. 18

Figura 2.3. Volumen de las bodegas. 26

Figura 2.4. Respuesta al túnel de Viento del modelo convencional. ANSYS. 30

Figura 2.5. Clasificación de soldadura.....32

Figura 2.6. Uniones fijas - remaches.....33

Figura 2.7. Uniones móviles chasis – carrocería. 33

Figura 2.8. Diseño estructural convencional software CAD Solid Works. 34

Figura 2.9. Diseño estructural convencional software CAE ANSYS. 34

Figura 2.10. Aplicación de la carga. 35

Figura 2.11. Deformación total de la estructura.....35

Figura 2.12. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura**.**.....36

Figura 2.13. Factor de seguridad de la estructura. 36

Figura 2.14. Factor de seguridad de fatiga.....37

Figura 2.15. Aplicación de la Carga. 38

Figura 2.16. Deformación de la estructura.....38

Figura 2.17. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura.....39

Figura 2.18. Factor de seguridad de la estructura. 39

Figura 2.19. Factor de seguridad de fatiga.....40

Figura 2.20. Aplicación de la carga. 41

Figura 2.21. Deformación de la estructura.....41

Figura 2.22. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura.....42

Figura 2.23. Factor de seguridad de la estructura. 42

Figura 2.24. Factor de seguridad de fatiga.....43

Figura 2.25. Aplicación de la carga. 45
Figura 2.26. Deformación de la estructura.....45
Figura 2.27. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura.....46
Figura 2.28. Factor de seguridad de la estructura. 46
Figura 2.29. Factor de seguridad de fatiga.....47
Figura 2.30. Aplicacion de la carga. 48
Figura 2.31. Deformación de la estructura.....48
Figura 2.32. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura.....49
Figura 2.33. Factor de seguridad de la estructura. 49
Figura 2.34. Factor de seguridad de fatiga.....50

CAPÍTULO 3

Figura 3.1. Diseño 1.....53
Figura 3.2. Diseño 2.....54
Figura 3.3. Diseño 3.....54
Figura 3.4. Respuesta al túnel de Viento del modelo 1. ANSYS. 56
Figura 3.5. Respuesta al túnel de Viento del Diseño 2. ANSYS. 56
Figura 3.6. Respuesta al túnel de Viento del diseño 3. ANSYS. 57
Figura 3.7. Preferencia del color de las propuestas estéticas. 58
Figura 3.8. Preferencia de la parte frontal de las propuestas estéticas. 58
Figura 3.9. Preferencia del techo de las propuestas estéticas.....59
Figura 3.10. Visibilidad panorámica de las propuestas estéticas. 59
Figura 3.11. Seguridad de las propuestas estéticas. 60
Figura 3.12. Ventilación y circulación del aire de las propuestas estéticas. 60
Figura 3.13. Comodidad de los pasajeros de las propuestas estéticas. 61
Figura 3.14. Preferencia de las propuestas estéticas. 61
Figura 3.15. Dificultad de construcción de las propuestas. 62
Figura 3.16. Menor Tiempo de construcción de las propuestas estéticas. 62
Figura 3.17. Mayor costo de construcción de las propuestas estéticas. 63
Figura 3.18. Demanda de conocimientos técnicos.....63
Figura 3.19. Necesidad de herramientas para construir las propuestas estéticas. 64

Figura 3.20. Viabilidad de construcción de las propuestas estéticas. 64
Figura 3.21. Visibilidad frontal del conductor de las propuestas estéticas. 65
Figura 3.22. Visibilidad lateral del conductor.....65
Figura 3.23. Maniobrabilidad de circulación bajo la lluvia. 66
Figura 3.24. Atenuación de fuerzas de impacto frontales.....66
Figura 3.25. Atenuación de fuerzas de impacto laterales. 67
Figura 3.26. Resistencia y oposición frente a un volcamiento.....67
Figura 3.27. Facilidad de escape frente a una emergencia.....68
Figura 3.28. Modelo elegido como propuesta de diseño estructural. 70
Figura 3.29. Unión fija tipo abrazadera soldada…… 72
Figura 3.30. Aplicación de la carga. 73
Figura 3.31. Deformación en la unión. 73
Figura 3.32. Esfuerzo equivalente de von Mises. 74
Figura 3.33. Factor de seguridad.....74
Figura 3.34. Factor de seguridad de la unión.....75
Figura 3.35. Unión fija tipo abrazadera soldada…… 76
Figura 3.36. Aplicación de la carga. 76
Figura 3.37. Deformación en la unión. 77
Figura 3.38. Esfuerzo equivalente de von Mises. 77
Figura 3.39. Factor de seguridad.....78
Figura 3.40. Factor de seguridad de la unión.....78
Figura 3.41. Unión fija tipo abrazadera soldada……... 79
Figura 3.42. Aplicación de la carga. 80
Figura 3.43. Deformación en la unión. 80
Figura 3.44. Esfuerzo equivalente de von Mises. 81
Figura 3.45. Factor de seguridad.....81
Figura 3.46. Factor de seguridad de la unión.....82
Figura 3.47. Unión fija tipo abrazadera suelda-pernos…….. 83
Figura 3.48. Aplicación de la carga. 83
Figura 3.49. Deformación en la unión. 84
Figura 3.50. Esfuerzo equivalente de von Mises. 84

Figura 3.51. Factor de seguridad.....85
Figura 3.52. Factor de seguridad de la unión.....85
Figura 3.53. Unión fija tipo abrazadera suelda-pernos.....86
Figura 3.54. Aplicación de la carga.....87
Figura 3.55. Deformación en la unión.....87
Figura 3.56. Esfuerzo equivalente de von Mises.....88
Figura 3.57. Factor de seguridad.....88
Figura 3.58. Factor de seguridad de la unión.....89
Figura 3.59. Unión fija tipo abrazadera suelda-pernos.....90
Figura 3.60. Aplicación de la carga.....90
Figura 3.61. Deformación en la unión.....91
Figura 3.62. Esfuerzo equivalente de von Mises.....91
Figura 3.63. Factor de seguridad**.**.....92
Figura 3.64. Factor de seguridad de la unión.....92
Figura 3.65. Diseño estructural propuesto.....93
Figura 3.66. Diseño estructural propuesto.....94
Figura 3.67. Aplicación de la carga.....94
Figura 3.68. Deformación de la estructura.....95
Figura 3.69. Esfuerzo equivalente de von Mises.....95
Figura 3.70. Factor de seguridad.....96
Figura 3.71. Factor de seguridad de la estructura propuesta.....96
Figura 3.72. Aplicación de la carga.....98
Figura 3.73. Deformación de la estructura.....98
Figura 3.74. Esfuerzo equivalente de von Mises.....99
Figura 3.75. Factor de seguridad a la carga.....99
Figura 3.76. Factor de seguridad de fatiga**.**.....100
Figura 3.77. Aplicación de la carga.....102
Figura 3.78. Deformación de la estructura.....102
Figura 3.79. Esfuerzo equivalente de von Mises.....103
Figura 3.80. Factor de seguridad.....103
Figura 3.81. Factor de seguridad de fatiga**.**.....104

Figura 3.82. Aplicación de la carga. 105
Figura 3.83. Deformación de la estructura. 105
Figura 3.84. Esfuerzo equivalente de von Mises 106
Figura 3.85. Factor de seguridad. 106
Figura 3.86. Factor de seguridad de fatiga. 107
Figura 3.87. Aplicación de la carga. 108
Figura 3.88. Deformación de la estructura. 108
Figura 3.89. Esfuerzo equivalente de von Mises 109
Figura 3.90. Factor de seguridad. 109
Figura 3.91. Factor de seguridad de fatiga. 110
Figura 3.92. Aplicación de la carga 111
Figura 3.93. Deformación de la estructura**.** 112
Figura 3.94. Esfuerzo equivalente de von Mises. 112
Figura 3.95. Factor de seguridad 113
Figura 3.96. Factor de seguridad de la estructura propuesta. 113
Figura 3.97. Aplicación de la carga. 114
Figura 3.98. Deformación de la estructura. 115
Figura 3.99. Esfuerzo equivalente de von Mises. 115
Figura 3.100. Factor de seguridad a la carga. 116
Figura 3.101. Factor de seguridad de fatiga. 116
Figura 3.102. Aplicación de la carga. 117
Figura 3.103. Deformación de la estructura. 118
Figura 3.104. Esfuerzo equivalente de von Mises. 118
Figura 3.105. Factor de seguridad. 119
Figura 3.106. Factor de seguridad de fatiga. 119
Figura 3.107. Aplicación de la carga. 120
Figura 3.108. Deformación de la estructura. 121
Figura 3.109. Esfuerzo equivalente de von Mises. 121
Figura 3.110. Factor de seguridad. 122
Figura 3.111. Factor de seguridad de fatiga. 122
Figura 3.112. Aplicación de la carga. 123

Figura 3.113. Deformación de la estructura.....124
Figura 3.114. Esfuerzo equivalente de von Mises. 124
Figura 3.115. Factor de seguridad.....125
Figura 3.116. Factor de seguridad de fatiga.....125
Figura 3.117. Aplicación de la carga. 126
Figura 3.118. Deformación de la estructura.....127
Figura 3.119. Esfuerzo equivalente de von Mises. 127
Figura 3.120. Factor de seguridad.....128
Figura 3.121. Factor de seguridad de la estructura propuesta.....128
Figura 3.122. Aplicación de la carga. 129
Figura 3.123. Deformación de la estructura.....130
Figura 3.124. Esfuerzo equivalente de von Mises. 130
Figura 3.125. Factor de seguridad a la carga. 131
Figura 3.126. Factor de seguridad de fatiga.....131
Figura 3.127. Aplicación de la carga. 132
Figura 3.128. Deformación de la estructura.....133
Figura 3.129. Esfuerzo equivalente de von Mises. 133
Figura 3.130. Factor de seguridad.....134
Figura 3.131. Factor de seguridad de fatiga.....134
Figura 3.132. Aplicación de la carga. 135
Figura 3.133. Deformación de la estructura.....136
Figura 3.134. Esfuerzo equivalente de von Mises. 136
Figura 3.135. Factor de seguridad.....137
Figura 3.136. Factor de seguridad de fatiga.....137
Figura 3.137. Aplicación de la carga. 138
Figura 3.138. Deformación de la estructura.....139
Figura 3.139. Esfuerzo equivalente de von Mises. 139
Figura 3.140. Factor de seguridad.....140
Figura 3.141. Factor de seguridad de fatiga.....140
Figura 3.142. Cuadro comparativo de deformación. 141
Figura 3.143. Cuadro comparativo de criterio de Von Mises.....142

Figura 3.144. Cuadro comparativo – Factor de seguridad carga. 143
Figura 3.145. Cuadro comparativo – Factor de seguridad a la carga de colisión. 144
Figura 3.146. Cuadro comparativo – Factor de seguridad fatiga. 145
Figura 3.147. Cuadro comparativo – Factor de seguridad fatiga en la carga de colisión. 145

CAPÍTULO 4

Figura 4.1. Modelo a escala. 148
Figura 4.2. Tipos de modelado analítico de fenómenos reales. 148
Figura 4.3. Factores escalares de los modelos análogos. 150
Figura 4.4. Dimensiones generales del prototipo convencional. 152
Figura 4.5. Construcción del chasis del prototipo convencional. 153
Figura 4.6. Construcción del piso del prototipo convencional. 153
Figura 4.7. Construcción lateral del prototipo convencional. 154
Figura 4.8. Construcción del techo del prototipo convencional. 154
Figura 4.9. Construcción del frente del prototipo convencional. 155
Figura 4.10. Prototipo convencional a escala terminado. 155
Figura 4.11. Dimensiones generales del prototipo propuesto. 156
Figura 4.12. Construcción del chasis del prototipo propuesto. 156
Figura 4.13. Construcción del piso del prototipo propuesto. 157
Figura 4.14. Construcción lateral del prototipo convencional. 157
Figura 4.15. Construcción del techo del prototipo propuesto. 158
Figura 4.16. Construcción del frente del prototipo propuesto. 158
Figura 4.17. Uniones sección lateral del prototipo propuesto. 159
Figura 4.18. Prototipo propuesto a escala terminado. 159
Figura 4.19. Peso del prototipo convencional. 161
Figura 4.20. Peso del prototipo propuesto. 162
Figura 4.21. Peso de recipientes de prueba. 162
Figura 4.22. Tanques de carga. 163
Figura 4.23. Banco de pruebas. 163
Figura 4.24. Área de colisión de prueba. 164

Figura 4.25. Prototipo convencional antes de la prueba. 165
Figura 4.26. Prototipo propuesto antes de la prueba. 165
Figura 4.27. Grúa utilizada para la prueba. 166
Figura 4.28. Deformación - Vista lateral - modelo convencional. 167
Figura 4.29. Deformación- Vista superior - modelo convencional. 167
Figura 4.30. Deformación- Vista frontal - modelo convencional. 168
Figura 4.31. Deformación- laterales superiores - modelo convencional. 168
Figura 4.32. Deformación- laterales - modelo convencional. 169
Figura 4.33. Deformación- piso pasajeros - modelo convencional. 169
Figura 4.34. Implementos de medición. 170
Figura 4.35. Deformación de la sección frontal. 170
Figura 4.36. Dimensión de la sección frontal. 170
Figura 4.37. Dimensión del vértice - zona de interés deformada. 171
Figura 4.38. Dimensión de la cara - zona de interés deformada. 171
Figura 4.39. Deformación - Vista lateral - modelo propuesto. 172
Figura 4.40. Deformación- Vista superior - modelo propuesto. 172
Figura 4.41. Deformación- Vista frontal - modelo propuesto. 173
Figura 4.42. Deformación- laterales superiores - modelo propuesto. 173
Figura 4.43. Deformación- laterales inferiores- modelo propuesto. 174
Figura 4.44. Deformación- piso pasajeros - modelo propuesto. 174
Figura 4.45. Deformación de la sección frontal. 175
Figura 4.46. Dimensión de la sección frontal. 175
Figura 4.47. Zona de interés deformada. 176
Figura 4.48. Modelo gráfico del sistema. 178
Figura 4.49. Viga doblemente empotrada; Vista Plano X-Y. 179
Figura 4.50. Diagrama de Cuerpo libre. Viga doblemente empotrada. 179
Figura 4.51. Deflexión Máxima en la Viga. 180
Figura 4.52. Estructura convencional frontal Vista en el plano X-Z. 183
Figura 4.53. Vista en el plano X-Z de la estructura frontal del modelo convencional. 183
Figura 4.54. Viga A-B. 184
Figura 4.55. Viga C-D. 186

Figura 4.56. Viga E-G. 187
Figura 4.57. Viga F-H. 188
Figura 4.58. Viga A-C. 188
Figura 4.59. Viga B-D. 189
Figura 4.60. Estructura propuesta frontal Vista en el plano X-Z. 190
Figura 4.61. Vista en el plano X-Z de la estructura frontal del modelo convencional. 190
Figura 4.62. Viga A-B. 191
Figura 4.63. Viga C-D. 192
Figura 4.64. Viga E-G. 193
Figura 4.65. Viga F-H. 194
Figura 4.66. Viga A-C. 194
Figura 4.67. Viga B-D. 195
Figura 4.68. Viga A-G. 196
Figura 4.69. Viga B-H. 197
Figura 4.70. Comparación de energía absorbida. 198

CAPÍTULO 5

Figura 5.1. Figura comparativa de los elementos del costo. 205
Figura 5.2. Figura comparativa costo - beneficio. 205

GLOSARIO

- NTE — Norma Técnica Ecuatoriana
- INEN — Instituto Ecuatoriano de Normalización
- ANT — Agencia Nacional de Transito
- MIG — Metal Inert Gas
- V — Volumen
- Raf — Resistencia de aire frontal
- m — *M*asa
- a — Aceleración
- F — Fuerza
- I — Inercia
- E — Módulo de elasticidad
- λ — Factor escalar de longitud
- τ — Factor escalar de tiempo
- μ — Factor escalar de masa
- CIF — Costo indirecto de fabricación

FORMULAS

- [1] Resistencia de aire frontal $Raf = \frac{\mathrm{Cx} \times \rho \times \mathrm{Af} \times \mathrm{V}^2}{2}$
- [2] Peso $P = m * a$
- [3] Masa mínima de equipaje en bodegas $m = 100 * V$
- [4] Carga de giro $C = \frac{\text{Masa del bus } x \text{ velocidad del bus}^2}{\text{radio de curvatura.}}$
- [5] Fuerza de frenado $F = m * a$
- [6] Fuerza de colisión $F = -\frac{m_o * v_o}{t_f}$
- [7] Factor escalar de velocidad $v = \lambda / \tau$
- [8] Factor escalar de fuerza $f = (\lambda * \mu) / \tau$
- [9] Caída libre $\mathrm{Vf}^2 = \mathrm{Vo}^2 + 2ah$
- [10] Energía potencial $\Delta_p = m * h * g$
- [11] Deflexión máxima $y_m = \frac{P_m * L^3}{48 * E * I}$
- [12] Máxima energía de deformación $U_m = \Delta_p$
- [13] Energía potencial $U_{mT} = U_{m1} + U_{m2} + \ldots + U_{mn}$
- [14] Trabajo de la energía de deformación $w_1 = \frac{1}{2} P_m * y_m$

INTRODUCCIÓN

En Ecuador cuando ocurre un accidente automovilístico en el cual interviene un bus de servicio interprovincial, se observa, la mayoría de las veces, que las estructuras de las carrocerías de los buses son prácticamente indeformables, sin atenuar eficientemente los esfuerzos generados en la colisión, teniendo a los ocupantes del medio de transporte como los mayores afectados.

El proponer un diseño de carrocería que disminuya los efectos de la energía cinética producidos por la colisión en los ocupantes del bus es la hipótesis final de este proyecto de investigación.

Es así que en un análisis de las normativas que se imponen en nuestro medio, se conocerá los requisitos que debe cumplir la carrocería para circular dentro del País.

Simular mediante software la respuesta de un bus convencional frente al impacto frontal permitirá conocer las cualidades de este tipo de estructuras y nos dará la base para proponer una estructura óptima en relación a los aspectos antes mencionados.

Construir modelos a escala tanto de la estructura convencional como de la propuesta y ocasionar ensayos de colisión con las mismas, permitirá comparar la capacidad de atenuación y resistencia de cada estructura, demostrando así (o no) la hipótesis de esta tesis.

Hacer un estudio costo – beneficio dará la pauta final para determinar cuán viable se vuelve la propuesta de estructura diseñada y su posible aceptación.

CAPITULO 1
ANÁLISIS DE LA NORMATIVA REFERENTE A LA CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS PARA CARROCERÍAS DE AUTOBUSES INTERPROVINCIALES.

1.1 INTRODUCCIÓN

Los autobuses interprovinciales son un medio de transporte muy importante para nuestra sociedad, sin embargo desde hace algunos años han atraído la atención, tanto de los pobladores como de las autoridades de nuestro país, el motivo principal se debe al aumento de las víctimas mortales que resultan de los accidentes de tránsito que involucran a este medio de transporte masivo.

Si bien las nuevas leyes de tránsito han logrado disminuir los accidentes en las vías, no se ha obtenido un mecanismo que garantice la seguridad de los ocupantes del medio de transporte, esto a pesar de que se están implementando normativas y homologaciones para las empresas constructoras de carrocerías de autobuses dentro el país. La homologación que está ejecutando la Agencia Nacional de Tránsito (ANT) presentó una publicación el 28 de marzo del 2012 en la que hacía notar la siguiente tabla.

Tabla 1.1. Carrocerías homologadas por la ANT. **Fuente.** www.ant.gob.ec

ESTADO ACTUAL DEL PROCESO DE HOMOLOGACIÓN VEHICULAR		
NOMBRE COMERCIAL	**CIUDAD**	**MODALIDAD DE SERVICIO HOMOLOGADO**
EMPRESAS CALIFICADAS		

EMPRESAS PRECALIFICADAS		
HOMOLOGACIÓN DE MODELO DE CARROCERÍA EN PROCESO		
PAREGO	Ambato	Bus urbano Bus Interprovincial
VARMA	Ambato	Bus urbano - Minibús Escolar - Turismo
BUSSCAR	Guayaquil	Bus y Minibús Urbano Minibús Escolar
PATRICIO CEPEDA	Ambato	Bus Urbano - Bus Interprovincial Bus Intraprovincial
ALTAMIRANO	Ambato	Bus urbano Bus Interprovincial
CARROCERÍAS PILLAPA	Pelileo	Bus urbano Bus Interprovincial
ICEDCA	Guayaquil	Bus y Minibús Urbano Bus Interprovincial - Minibús Escolar
CARROCERÍAS SANTA CRUZ	Ambato	Bus urbano
IMPA	Ambato	Bus urbano Bus Interprovincial
IMETAM C.A.	Quito	Bus urbano - Bus Interprovincial Bus Intraprovincial - Minibús Escolar
DAVMOTORS	Ambato	Bus urbano - Bus Interprovincial Bus Intraprovincial - Minibús Escolar
CARROCERÍAS ALME	Ambato	Bus Interprovincial

OLÍMPICA CUENCA	Cuenca	Bus Urbano - Bus Interprovincial Minibús Escolar
MONCAYO	Santo domingo	Bus Urbano - Bus Interprovincial Minibús Escolar
PICOSA	Ambato	Bus Urbano - Bus Interprovincial Bus Intraprovincial - Bus y Minibús Escolar
MIRAL	Ambato	Bus Interprovincial
SERMAN	Ambato	Bus Interprovincial
SIN HOMOLOGACIÓN DE MODELOS		
IBIMCO	Ambato	No se autoriza el ingreso de los vehículos fabricados por estas empresas mientras no homologuen sus productos.
IMPEDSA	Ambato	
IMCE	Ambato	
VIPESA	Cuenca	
GUZMÁN	Cuenca	
M&L	Ambato	
CEPEDA	Ambato	
JÁCOME	Ambato	
CARROCERÍAS PÉREZ	Ambato	
ECUABUSS	Ambato	
MEGABUSS	Riobamba	
SOLÍS	Ambato	
RODRÍGUEZ	Duran	
CARROCERÍAS CUENCA	Ambato	
DARWIN CEPEDA	Guayaquil	
MANBUS	Ambato	

PRECALIFICADAS DOCUMENTALMENTE-VISITA TÉCNICA POR EFECTUAR		
CARROCERÍAS CENTAURO	Latacunga	No se autoriza el ingreso de los vehículos fabricados por estas empresas mientras no homologuen sus productos.
CARROCERÍAS ALVARADO	Riobamba	
CARROCERÍAS GENIUS	Cuenca	

Al observar la tabla 1.1 se puede constatar que la mayoría de las empresas carroceras están efectuando la homologación, lo cual es un gran paso para mejorar los procesos de fabricación de estos elementos tan importantes para asegurar a los usuarios de autobuses.

1.2 NORMATIVA ECUATORIANA PARA LA CONSTRUCCIÓN DE CARROCERÍA NTE INEN 1323[1]

En lo que se refiere a la normativa que deben aprobar las carrocerías que se fabrican dentro del País, existe una entidad reguladora tanto del proceso de fabricación, como de varios elementos que engloban lo que al final se consolida como una carrocería; dicha entidad es la ANT (Agencia Nacional de Transito), misma que basa su operación en función de las normas y reglamentos INEN, que a su vez es el organismo de normalización, certificación y metrología de todos los procesos y productos que se comercializan en el Ecuador.

La norma referente a la construcción de carrocerías de autobuses, es la INEN 1323 revisión 2009, misma que presenta los siguientes puntos como los más relevantes y de importancia al fabricar una carrocería.

[1] Fuente. http://www.inen.gob.ec

Clausula 3.1.5. Carga muerta (M). Corresponde al peso total de la carrocería en condiciones operativas, lo que incluye todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la carrocería terminada con todos sus accesorios. [1]

Clausula 3.1.6. Carga viva (V). Corresponde a la carga por ocupación y se la considerará como distribuida uniformemente en los respectivos elementos estructurales de la carrocería.[2]

Tabla 1.2. Determinación de las Cargas Vivas. **Fuente.** Norma INEN 1323. Cláusula 5.1.1.1. Página 5.

Masa de un ocupante (Kg)	Masa mínima de equipaje de mano por pasajero (Kg)	Masa mínima de equipaje a transportarse en bodegas (Kg X Volumen de las bodegas portaequipajes en m3)
70	5	100

Clausula 3.1.10. Espacio de supervivencia. Es el volumen que se obtiene en el compartimento de ocupantes, desplazando en línea recta el plano vertical y transversal indicado en la figura 1, de manera que se pase el punto SR de la figura 2 desde el punto SR del último asiento exterior a través del punto SR de cada asiento exterior intermedio hasta el punto SR del primer asiento exterior del ocupante.[3]

1 NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 1.
2 NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 1
3 NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 1.

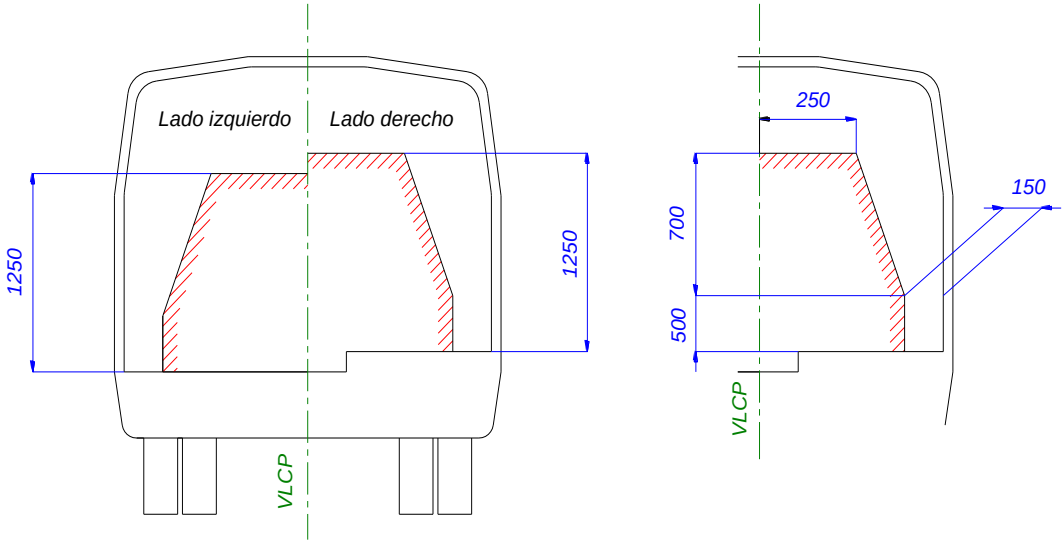


Figura 1.1. Espacio de supervivencia lateral. **Fuente.** Norma INEN 1323

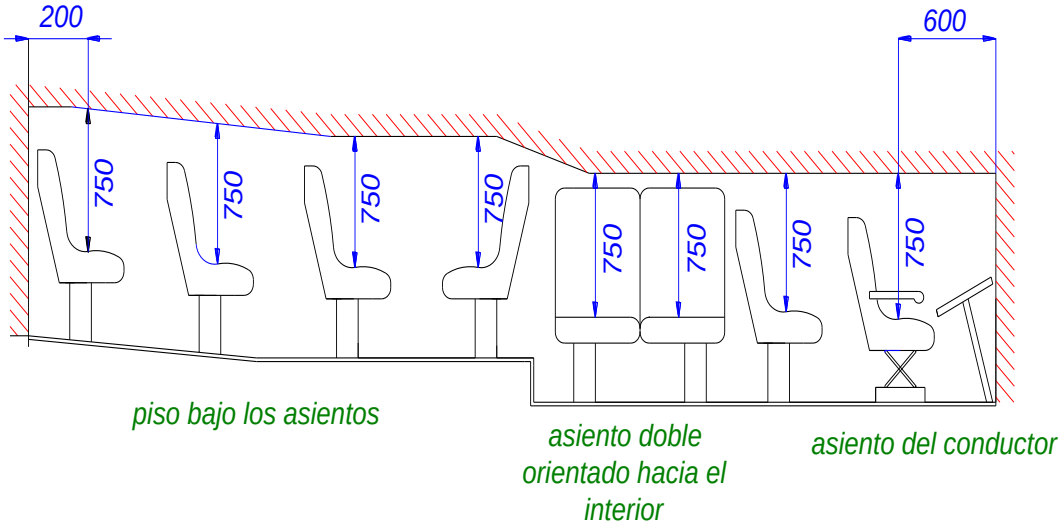


Figura 1.2. Espacio de supervivencia longitudinal. **Fuente.** Norma INEN 1323 Cláusula 3.1.10. Páginas 2 y 3.

Clausula 3.1.3. Carga de giro (G).Corresponde a la fuerza producida por el giro de un vehículo.[1]

Tabla 1.3. Velocidades, radios y peraltes en carretera. **Fuente.** Norma INEN 1323 Cláusula 5.1.1.1. Página 5.

Velocidad (del vehículo) (km/h)	**Radio de curvatura de la carretera (m)**	**Peralte (%)**
80	250	8
85	300	
90	350	
95	400	
100	450	
Debe calcularse en función de la fuerza centrífuga que se genera al ingresar el vehículo en una curva de determinado radio de giro y a cierta velocidad. Esta fuerza centrífuga deberá ser inferior a la fuerza de vuelco, calculada sobre la base del peso total del bus a plena carga y su centro de gravedad. La velocidad crítica deberá ser considerada de al menos 90 km/h y el radio de giro se establece en función de la tabla 1.3.		

Clausula 5.1.1.3. Carga de frenado (F). Se asume una desaceleración mayor o igual a 4 m/s2).[2]

Clausula 5.1.1.4. Carga de aceleración brusca (Ab). Se calcula con el mismo criterio de la carga de frenado pero en sentido contrario.[3]

[1] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 1.
[2] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 6.
[3] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 6.

Clausula 5.1.1.5. Carga por resistencia del aire frontal (Raf). Se la aplicará como la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal[1].

Se utilizará la siguiente fórmula:

$$Raf = (1/2) \times (Cx) \times p \times Af \times V^2 \quad [1]$$

Dónde:

Raf = Carga por resistencia Aerodinámica, en (N).

p = Densidad del aire, en (kg/m3).

V = Velocidad del aire, en (m/s). (Como mínimo 25 m/s).

Af = Área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal, en (m2).

Cx = Coeficiente de resistencia frontal del aire. (Como mínimo 0.7)"

Clausula 5.1.2. Combinaciones de cargas básicas. Las estructuras de las carrocerías deben ser diseñadas de tal manera que resistan los esfuerzos determinados en base al menos a las siguientes combinaciones de cargas básicas:[2]

[1] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 6.
[2] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 6.

Tabla 1.4. Cargas usadas en las pruebas ASD. **Fuente.** Norma INEN 1323. Cláusula 5.1.2.1. Página 6.

Tipos de Cargas	1	2	3	4	5	6	7	8
Carga Muerta (M)	*	*	*	*	*	*	*	*
Cargas vivas (V)		*	*	*	*	*	*	*
Carga de Giro (G)			*					
Carga frenado (F)				*	*			
Carga Aceleración (A_b)							*	*
Carga aerodinámica (R_{af})					*	*		*

Tabla 1.5. Cargas usadas en las pruebas LRFD. **Fuente.** Norma INEN 1323. Cláusula 5.1.2.2. Página 6.

Tipos de Cargas	1	2	3	4	5	6	7
Carga Muerta (M)	1.4	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	0.9
Cargas vivas (V)	1	1.6	0.5		0.5	0.5	
Carga de Giro (G)		0.5	1.6				
Carga frenado (F)				1.6	0.5		
Carga Aceleración (A_b)						1.5	
Carga aerodinámica (R_{af})				0.8	1.3		1.3

Clausula 5.1.4. Las cargas combinadas, según los dos métodos (ASD y LRFD), deben alcanzar una deformación elástica de todos los componentes de la estructura de la carrocería iguales o menores a 1/240 veces su longitud.[1]

Clausula 5.1.5. Resistencia de la estructura.- Las deformaciones en el techo no debe superar la distancia de 70 mm, esto exponiendo al techo a una carga del 50% del peso máximo admisible del chasis.[1]

[1] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 6

Clausula 5.1.6. Materiales de la estructura.- Deben ser perfiles estructurales protegidos contra la corrosión que cumplan con las NTE INEN correspondientes vigentes.[2]

Clausula 5.1.7. Soldadura de carrocerías.- Las carrocerías de buses deben soldarse de acuerdo con las normas vigentes por la norma NTE INEN.[3]

- AWS D8.8 para componentes de acero.
- AWS D8.14 para componentes de aluminio

Clausula 5.2. Unión chasis – carrocería. Las uniones entre el chasis y la carrocería se realizarán siguiendo exclusivamente las recomendaciones del fabricante del chasis para bus de transporte de pasajeros, indicadas en su manual de fabricación y montaje de carrocerías de buses.[4]

Clausula 5.7.9 Salidas de emergencia.- El número mínimo de salidas de emergencia será de acuerdo a la tabla 6.[5]

Tabla 1.6. Número mínimo de salidas de emergencia según en número de pasajeros.

Fuente. Norma INEN 1323. Cláusula 5.7.9. Página 8.

Número de pasajeros	Número total mínimo de salidas de emergencia
17 – 30	4
31 - 45	5
46 – 60	6
61 – 75	7
76 – 90	8
Mayor a 90	9

[1] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 7.
[2] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 7.
[3] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 7.
[4] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 7.
[5] NTE INEN 1323:2009.Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Página 8.

1.3 ANÁLISIS DE LA NORMATIVA ECUATORIANA PARA LA CONSTRUCCIÓN DE CARROCERÍA NTE INEN 1323

A continuación se realizará una interpretación, análisis y calificación de las clausulas más importantes de la normativa NTE INEN 1323.

Tabla 1.7. Análisis de las definiciones de la normativa. **Fuente.** Los autores

CLAUSULA	DESCRIPCIÓN	ANÁLISIS
3.1.10 **Espacio de Supervivencia**	El espacio de supervivencia es la zona interior del área de pasajeros del autobús contenida en las figuras 1 y 2, dicho espacio va desde el primero hasta el último asiento.	El espacio de supervivencia establecido por la presente normativa presenta dimensiones que a juicio de los autores es adecuado para salvaguardar la integridad de los ocupantes; teniendo en cuenta que dicha zona no debe ser invadida por ningún objeto en el caso de un percance.
3.1.11 **Peso máximo admisible para el chasis.**	Es la carga máxima que soporta el chasis según su fabricante.	El peso máximo que soporta el chasis debe ser respetado por los diseñadores y constructores de las estructuras de buses ya que es el elemento que soportará y asegurará la vida de los ocupantes

Tabla 1.8. Análisis de los requisitos de la normativa. **Fuente.** Los autores.

CLAUSULA	DESCRIPCIÓN	ANÁLISIS
5.1.1.1 **Cargas vivas**	Las cargas vivas corresponden a el peso de cada ocupante con su respectivo equipaje	Tanto los valores de masa por ocupante como de su equipaje se pueden encontrar en la tabla 1.2, los mismos son razonables para el servicio de transporte, deben ser respetados en el diseño y construcción
5.1.1.2 **Carga de Giro**	La carga de giro es la fuerza centrífuga generada en el bus al entrar en una curva a una determinada velocidad. Esta carga debe ser inferior a la fuerza de vuelco.	En la tabla 1.3 se encuentran los parámetros para calcular la fuerza de vuelco del bus; el uso de esta carga para el diseño del bus es de relevante importancia y no debe ser pasado por alto puesto que esta carga aseguraría la estabilidad del bus.
5.1.1.3 **Carga de Frenado** 5.1.1.4 **Carga de Aceleración brusca**	Las cargas de frenado y aceleración brusca son prácticamente iguales pero su sentido de aplicación es opuesto y se da en diferentes momentos de circulación. Se las considera de mayores o iguales a $4m/s^2$	Las cargas de frenado y aceleración bruscas deben considerarse en el diseño de bus por la razón de que están presentes todo el tiempo en el funcionamiento de este medio de transporte, y su efecto podría afectar la estructura del mismo.
5.1.1.5 **Carga por Resistencia del Aire frontal**	Es la fuerza externa provocada por la oposición del aire al sentido de circulación del bus considerada solamente en su parte frontal	Es importante considerar esta fuerza en el diseño de la estructura del bus puesto que su efecto se hace notable a partir de un límite de velocidad de circulación que normalmente es superado por este medio de transporte.

5.1.2 **Combinaciones de cargas**	Las combinaciones de cargas tratan de diseñar las estructuras de tal manera que resistan diversas combinaciones de esfuerzos básicos.	Las combinaciones de cargas tratan de someter a la estructura a varias pruebas cada una con diversas cargas que emulan los esfuerzos existentes en diversas etapas del normal funcionamiento del bus.
5.1.5 **Resistencia de la estructura**	El techo de la estructura debe soportar una carga uniforme y distribuida del 50% del peso máximo admisible por el chasis y no se debe deformar en ningún punto más de 70mm.	La estructura del bus debe someterse a la carga en el techo y a todas las combinaciones de cargas anteriormente expuestas, es indispensable que se realicen estas pruebas a la hora del diseño y construcción para asegurar la resistencia de la estructura.
5.1.6 **Resistencia de la estructura**	Deben ser perfiles estructurales protegidos contra la corrosión que cumplan con las normas INEN	El asegurar la calidad de los materiales es indispensable para obtener un producto terminado de excelente calidad y garantizar la resistencia del bus

En las tablas 1.7 y 1.8 se encuentra el análisis de las clausulas más importantes sobre los requisitos que establece la normativa NTE INEN 1323 con respecto al diseño y construcción de las carrocerías de buses de servicio interprovincial. La normativa completa se encuentra en el ANEXO 1 de esta tesis.

CAPITULO 2

ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE LA RESPUESTA DE LA ESTRUCTURA DE UN BUS INTERPROVINCIAL CONVENCIONAL FRENTE A DIFERENTES ESFUERZOS

2.1 INTRODUCCIÓN

El bus convencional puede presentar muchas características diversas entre sus diferentes fabricantes, sin embargo se engloban dentro de un gran grupo llamado convencional, por el hecho de que dicha estructura para todos los casos se fabrica con perfiles rectangulares y cuadrados de diferentes dimensiones, que conforman la estructura auto portante de la carrocería.

Para el análisis y posterior simulación de la estructura, se ha iniciado una recopilación de datos de los fabricantes y los productos homologados por la "ANT", para los chasises aptos para este servicio, y se ha decidido realizar tanto el modelado mecánico y las pruebas de simulación en el chasis fabricado por HINO, cuyo modelo es el AK 8JRSA, el cual cuyas características las podemos encontrar en el Anexo 2.

El modelo computarizado se desarrollará en el software versión estudiantil Solid Works, para su posterior simulación estática y dinámica en el programa ANSYS.

2.1.1 MARCO TEÓRICO

Al momento de realizar tareas de diseño mecánico se vuelve indispensable el conocer los diferentes estragos que se pueden dar en el modelo de diseño, ya que este se encuentra sometido a diferentes esfuerzos en sus condiciones de funcionamiento. La resistencia de materiales es una rama de la mecánica que estudia las relaciones entre las cargas externas aplicadas a un cuerpo y la intensidad de las fuerzas internas que actúan dentro del mismo. Esta disciplina de estudio implica calcular las deformaciones del cuerpo y conocer la estabilidad del mismo cuando está sometido a fuerzas externas[1].

[1] Hibbeler, R. C. *Mecánica de materiales*. 6th ed. México: Pearson Education, 2006. 3. Impreso.

2.1.2 MÉTODOS DE CÁLCULO DE DISEÑO ESTRUCTURAL

Los métodos de cálculo son muy complejos al momento de realizar el análisis de una estructura es por esto que las distintas teorías han implementado métodos cada vez más avanzados dejando de lado a los más elementales y básicos que carecen de interés técnico. Los métodos de cálculo efectivos para solucionar las estructuras de interés de esta tesis se presentan en la siguiente figura.

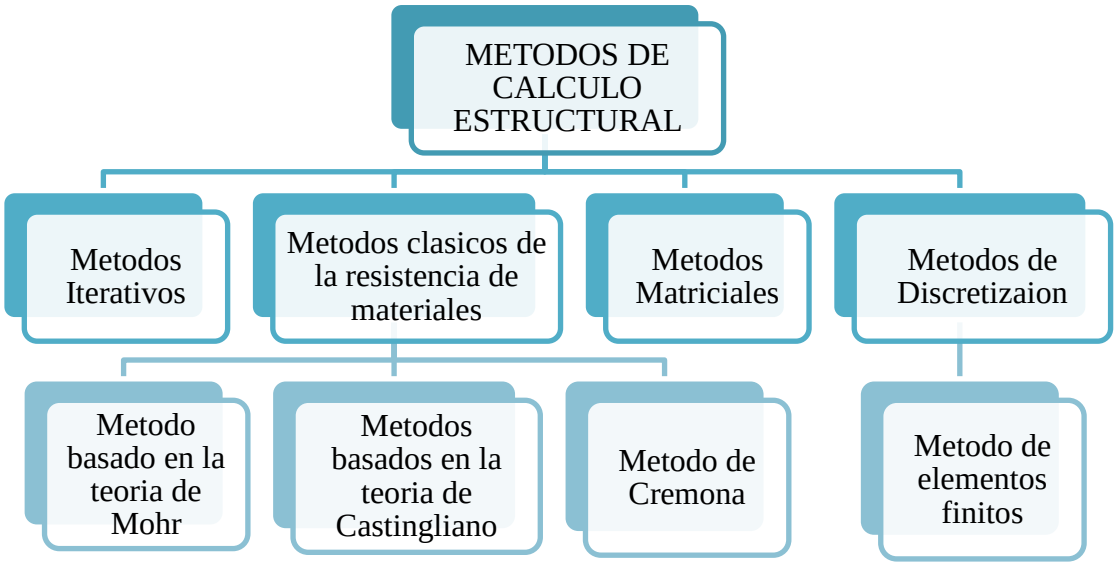


Figura 2.1. Métodos de Cálculo. **Fuente.** Uribe Escamilla, Jairo. *Análisis de estructuras*. 2nd ed. Santafé De Bogotá: Eco. Ediciones, 2000. 68-70. Impreso.

Tabla 2.1. Métodos de cálculo estructural. **Fuente.** Uribe Escamilla, Jairo. *Análisis de estructuras*. 2nd ed. Santafé De Bogotá: Ecoe. Ediciones, 2000. 68-70. Impreso.

TIPO	MÉTODO	APLICACIÓN	BASES DE ESTUDIO	CARACTERÍSTICAS
Métodos Iterativos	Iterativo	Estructuras planas de barras con nudos rígidos.	Consiste en resolver de una forma iterativa un conjunto de estado más simple	El método termina cuando los resultados numéricos alcanzan la aproximación requerida por la construcción de la estructura.
Clásico de resistencia de materiales	Basado en el teorema de Mohr	Poco usual en el cálculo de estructuras complejas.	Se basa principalmente en el estudio de la elasticidad y en estructuras bidimensionales de barras.	Plantea un sistema de ecuaciones lineales y del equilibrio de las fuerzas que se dan en los diferentes nudos de la estructura.
Clásico de resistencia de materiales	Basados en el teorema de Castingliano	Poco usual en el cálculo de estructuras complejas.	Los desplazamientos de las barras están basados en el potencial interno que contiene cada viga.	Plantea un sistema de ecuaciones lineales y del equilibrio de las fuerzas que se dan en los diferentes nudos de la estructura.

Clásico de resistencia de materiales	Método de Cremona	Se utiliza en estructuras de barras articuladas, y resolver estructuras en dos dimensiones.	La base está en que estos tipos de barra solo están sometidos a esfuerzos axiales en la misma dirección de la barra, y en equilibrio de fuerzas en los nudos.	Este método de cálculo es más gráfico.
Métodos Matriciales	Matricial	Sobre estructuras planas o espaciales grandes, de barras con nudos rígidos o articulados.	El método matricial no desprecia las deformaciones producidas por el esfuerzo axial.	Permite realizar métodos de cálculo de forma precisa y completamente general
Métodos de Discretizacion	Método de Elementos Finitos	Este método permite realizar el cálculo sobre estructuras planas o espaciales. Para la solución de estructuras que involucran un alto grado de complejidad.	Se basan en que la estructura a analizar que es un sistema continuo, se divide en un número finito de partes, en el cual el comportamiento se va a especificar mediante un número finito de parámetros.	Se debe entender por discretizacion, al proceso de modelación de un cuerpo en donde se realiza la división del mismo, en un sistema conformado por cuerpos más pequeños.

2.1.3 TIPOS DE FALLA[1]

Una falla es la pérdida de funcionalidad de una parte, estructura o elemento, para evitar este hecho, en el diseño de una estructura se toma en cuenta las cargas máximas que se aplicarán al elemento, y el factor de seguridad con el cual dicho elemento será diseñado. A continuación se puede apreciar los tipos de falla desde un enfoque general:

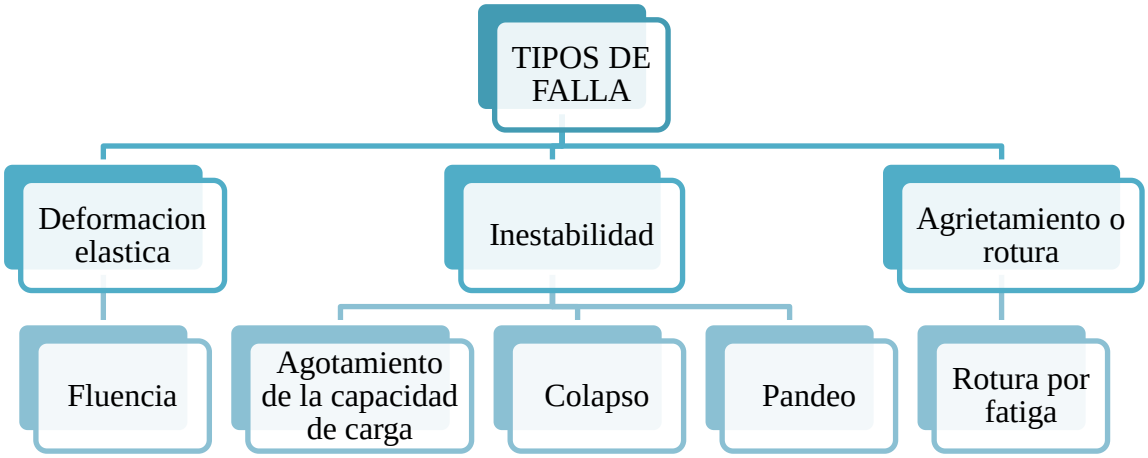


Figura 2.2. Tipos de falla. **Fuente**. Hibbeler, R. C. Mecánica de materiales. 6th ed. México: Pearson Educación, 2006. 530. Impreso.

2.1.4 FACTOR DE SEGURIDAD [2]

La seguridad de un componente es la capacidad de éste a soportar una carga en las condiciones normales de funcionamiento; para esto es muy importante el factor de seguridad, mismo que tiene en consideración las imperfecciones del material, deficiencias del método de cálculo, fallos en la construcción y diseño de la estructura y variaciones de las cargas aplicadas en el conjunto ensamblado.

---

[1] Hibbeler, R. C. *Mecánica de materiales*. 6th ed. México: Pearson Educación, 2006. 530. Impreso.

[2] Tecnológico Superior de Calkiní de México. *Tutorial de diseño mecánico*. México. Web. 20 Abril. 2013. <http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r68071.PDF>.

Los factores de seguridad varían desde 1 hasta 10. Para el caso de este tema de tesis se analizará el factor de seguridad de cada elemento de la estructura con ayuda del software de diseño computacional siendo óptimo un factor de seguridad que oscile entre 1 y 3.

2.1.4.1 FACTOR DE SEGURIDAD A LA FATIGA[1]

Cuando un material está sometido a ciclos de esfuerzo repetidos, ocasiona que su estructura colapse y finalmente se fracture.

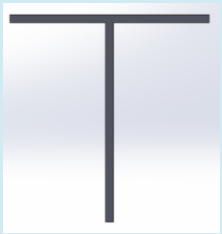
Con el objetivo de especificar una resistencia segura para el material bajo cargas repetidas, es necesario determinar un límite por debajo del cual no pueda ser detectada una evidencia de falla después de haber aplicado una carga durante un número determinado de ciclo. Este esfuerzo limitante se llama límite de fatiga o límite de resistencia a la fatiga.

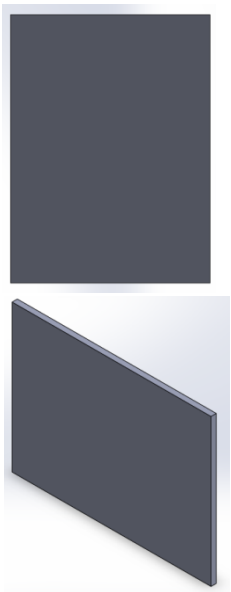
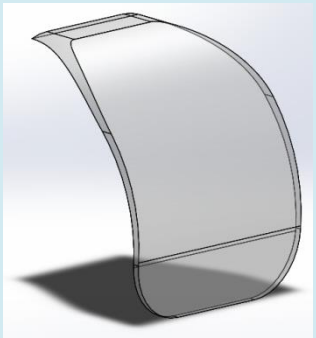
[1] Hibbeler, R. C. *Mecánica de materiales*. 6th ed. México: Pearson Education, 2006. 113. Impreso

2.1.5 MATERIALES Y PERFILES UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LAS CARROCERÍAS.

Tabla 2.2. Materiales usados para fabricar la carrocería. **Fuente.** Catálogo de productos NOVACERO.

Nombre Material de Fabricación	Gráfico	Aplicación en la Carrocería	Características Técnicas	Norma de Fabricación
Tubos Acero Galvanizado	Cuadrado 	Se utiliza para los largueros del piso, ventanas, tubos de refuerzo lateral y también para la parte frontal.	Esfuerzo de fluencia: fy = 2400 Kg/cm2. Módulo de elasticidad: E = 200 GPa. Módulo de elasticidad por corte G = 80 GPa.	INEN 2415 ACERO ESTRUCTURAL ASTM – A36
	Rectangular 	Se utiliza para los largueros del piso, ventanas, tubos de refuerzo lateral y también para la parte frontal.		

Perfiles Acero Galvanizado	Perfiles en L 	Se utiliza para los ángulos del piso, parte inferior.	Esfuerzo de fluencia: fy = 248 MPa Módulo de elasticidad: E = 200 GPa Módulo de elasticidad por corte G = 80 GPa.	INEN 1623 ACERO ESTRUCTURAL ASTM – A36
	Perfiles en U 	Básicamente son usados en el propio chasis del vehículo, y se colocan como soportes laterales de la estructura en grandes dimensiones, con otras aplicaciones en todo el conjunto de la carrocería.		
	Perfiles en T 	Soportes inferiores de la carrocería en el alojamiento de las ruedas		

Planchas Acero Galvanizado		Motores, uniones, soportes, pisos, cárter, guantera, porta estéreos y otras partes no expuestas.	Espesor: 0.3mm a 2.9mm	ASTM A653 (Norma De Recubrimiento)
Vidrio Laminado y Templado.		Parabrisas, luneta, ventanas.	Resistencia a alta temperatura, transmisión y estabilidad luminosa, resistencia a la abrasión y humedad, distorsión óptica.	NTE INEN 1669

2.2 CARGAS APLICADAS

A continuación se encuentran las magnitudes de las cargas que se deben aplicar a la estructura según la normativa INEN 1323; considerando las características del bus. Las condiciones ambientales teóricas para el cálculo se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 2.3. Constantes ambientales estándar a 1250 msnm. **Fuente.** Cengel, Y. *Transferencia de Calor*. 3rd ed. México: Mc Graw- Hill, 2004. 736. Impreso.

ITEM	VALOR
Temperatura del aire	15 ^{0}C
Humedad relativa del aire	50%
Densidad del aire	1,225 kg / m

2.2.1 RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA

La normativa INEN 1323 exige en la cláusula 5.1.5.1**,** la aplicación de una carga estática uniformemente distribuida sobre el techo con una magnitud del 50% del peso máximo admisible para el chasis, esta magnitud corresponde al peso bruto vehicular que podemos encontrar en la ficha técnica HINO serie bus:

Tabla 2.4. Cálculo del Peso de la Estructura. **Fuente.** Los autores

ITEM	VALOR
Peso Bruto Vehicular [1]	14200 kg
Peso de la estructura[2]	Masa x Aceleración [2]
Peso de la estructura	14200 kg x 9,81 m / s^2
Peso de la estructura	139302 N
Peso a someter a la estructura	50% *x* 139302 N
Peso a someter a la estructura	**69651 N**

[1] "El peso bruto vehicular es el peso total máximo para el que fue construido el vehículo. Se determina sumando el peso en orden de marcha del vehículo, más carrocería, más carga y pasajeros". Web. 12. Mayo. 2013. <http://www.hyundai.cl/aprenda-diccionario-hyundai-p-q. >

[2] Hibbeler, R. C. *Mecánica Vectorial para ingenieros. Estática*. 10th ed. México: Pearson Educación, 2004. 4-8. Impreso. Fórmula para calcular el peso en función de la masa.

2.2.2 CARGAS MUERTAS

Para determinar el peso de la estructura y los componentes utilitarios del bus se debe hacer un breve análisis de los mismos, dicho análisis se encuentra a continuación:

Tabla 2.5. Peso y dimensiones de los materiales estructurales. **Fuente.** Catálogo de productos NOVACERO[1].

TIPO	DIMENSIONES (mm)	MASA	CANTIDAD (m)	MASA TOTAL
Cuadrado	Espesor: 3 Alto: 50 Ancho: 50	Volumen / m 0,000564m^3 Peso = 4,4274 kg/m	354,331	1514.41 kg
Rectangular	Espesor: 3 Alto: 100 Ancho: 50	Volumen / m 0,000864m^3 Peso = 6,7824 kg/m	141.732	961.28 kg
Perfiles L	Espesor: 3 Alto: 50 Ancho: 50	Volumen / m 0,000291m^3 Peso = 2,28435 kg/m	20	45.68 kg
Perfiles U	Espesor: 3 Alto: 220 Ancho: 70	Volumen / m 0,001062m^3 Peso = 8,3367 kg/m	22	183.40 kg
Perfiles T	Espesor: 3 Alto: 50 Ancho: 50	Volumen / m 0,000291m^3 Peso = 2,28435 kg/m	12	27.41 kg
MASA TOTAL DE LA ESTRUCTURA				2732.18 kg

[1] El catalogo e productos NOVACERO COMPLETO se encuentra en el Anexo 3 de esta tesis.

Tabla 2.6. Masa y dimensiones aproximadas de varios elementos utilitarios de la carrocería. **Fuente.** Los autores

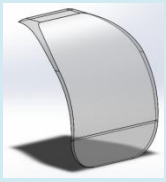
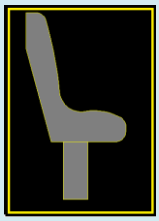
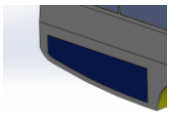
TIPO	CARACTERÍSTICAS	MASA	CANTIDAD	MASA TOTAL
Vidrio 	Espesor: 8mm	Densidad 2457,6 kg / m^3 Volumen / m^2 0,008m^3 **19,6608 kg/m^2**	25 m^2	491.52 kg
Láminas Metálicas	Espesor: 0,5 mm	Densidad 7850 kg / m^3 Volumen / m^2 0,0005m^3 **3,925 kg/m^2**	80 m^2	314 kg
Asientos 	Mecanismo reclinación - Cojines, respaldos. - Codera, apoyabrazos. - Cinturon de seguridad.	**30 kg / unidad**	47 unidades	1410 kg
Láminas de fibra 	Espesor: 0.5 mm	Densidad 2440 kg / m^3 Volumen / m^2 0,0005m^3 **1,22 Kg/m^2**	80 m^2	97,6 kg
MASA TOTAL ELEMENTOS UTILITARIOS				2313,12 kg

Tabla 2.7. Cálculo del peso de cargas Muertas. **Fuente.** Los autores

ITEM	VALOR
Masa del chasis[1]	4700 kg
Masa de la estructura	2732,18 kg
Masa de elementos utilitarios	2313,12 kg
Masa total de cargas muertas[2]	Chasis + Estructura + Elementos
Masa total por cargas muertas	9745,3 kg
Peso por cargas muertas[3]	Masa *x* Aceleración [2]
Peso por cargas muertas	9745,3 kg *x* 9,81 m / s^2
Peso por cargas muertas	**95601,393 N**

2.2.3 CARGAS VIVAS

A continuación se encuentran determinadas las cargas vivas según la normativa, para ello es necesario analizar el valor de la masa mínima en las bodegas potra equipajes; se considera el peso de las bodegas como una carga viva puesto que el valor del peso de esta carga es oscilante y dependiente de la cantidad de pasajeros que ocupen el bus.

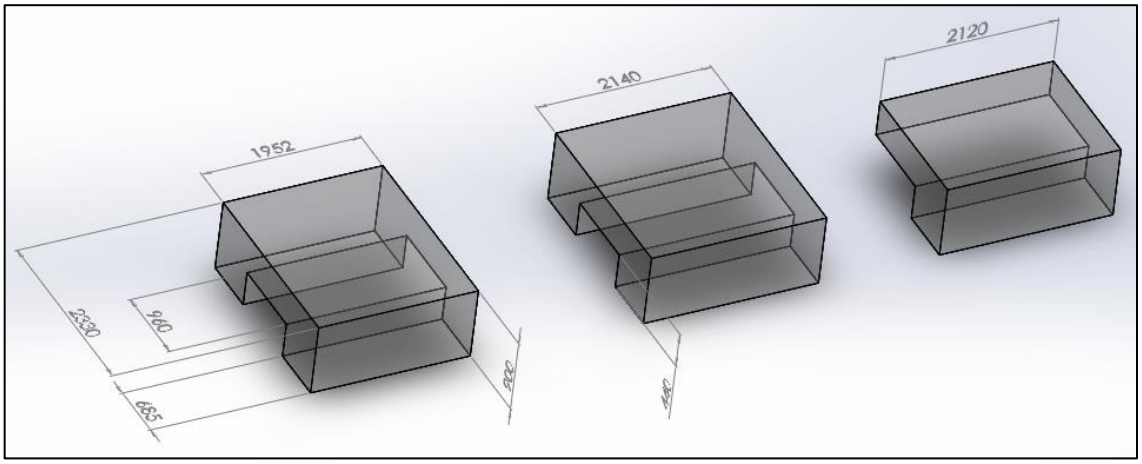


Figura 2.3. Volumen de las bodegas. **Fuente.** Los autores.

[1] Valor máximo del peso del chasis HINO AK8JRSA, Ficha técnica de HINO serie bus.
[2] Fórmula obtenida de los requisitos de cargas muertas según la NTE INEN 1323.
[3] Hibbeler, R. C. *Mecánica Vectorial para ingenieros. Estática*. 10th ed. México: Pearson Educación, 2004. 4-8. Impreso. Fórmula para calcular el peso en función de la masa

Tabla 2.8. Cálculo de volumen de las bodegas. **Fuente.** Los autores

ITEM	VALOR
Bodega 1	$(2,33 \times 0.9\times 1,952)m^3 - (0.96\times 0.44 \times 1,952)\ m^3$
	$(4,093)\ m^3 - (0,825)\ m^3$
	$3,268\ m^3$
Bodega 2	$(2,33 \times 0.9\times 2,14)m^3 - (0.96\times 0.44 \times 2,14)\ m^3$
	$(4,488)\ m^3 - (0,904)\ m^3$
	$3,584\ m^3$
Bodega 3	$((2,33-0,685)\times 0.9\times 2,12)m^3 - (0.96\times 0.44\times 2,12)\ m^3$
	$(3,139)\ m^3 - (0,895)\ m^3$
	$2,244\ m^3$
Volumen total	Bodega 1 + Bodega 2 + Bodega 3
Volumen total	$3,268\ m^3 + 3,584\ m^3 + 2,244\ m^3$
Volumen de las bodegas	**$9.096\ m^3$**

Tabla 2.9. Cálculo del peso de Cargas Vivas. **Fuente.** Los autores

ITEM	VALOR
Número de ocupantes[1]	45 personas
Masa / ocupante[2]	70 kg
Masa total de ocupantes	3150 kg
Masa equipaje mano / ocupante[3]	5 kg
Masa total de equipaje mano	225 kg
Volumen de las bodegas	$9,096\ m^3$
Masa mínima de equipaje de	100 *x* volumen de bodegas [3]

1 Número de ocupantes admitidos por del chasis HINO AK8JRSA, Ficha técnica de HINO serie bus.
2 Dato obtenido de los requisitos de cargas vivas según la NTE INEN 1323.
3 Dato obtenido de los requisitos de cargas vivas según la NTE INEN 1323.

bodegas[1]	100 *x* 9,096 m^3
Masa de equipaje en bodegas	990,96 kg
Masa Cargas Vivas	4365,96 kg
Peso por cargas vivas[2]	Masa *x* Aceleración
Peso por cargas vivas	4365,96 kg x 9,81 m / s^2
Peso por cargas vivas	**42829,675 N**

2.2.4 CARGA DE GIRO

La masa del bus corresponde a la masa en condiciones operativas, la velocidad del bus y el radio de curvatura están dados por la normativa.

Tabla 2.10. Calculo de la Carga de Giro. **Fuente.** Los autores

ITEM	VALOR
Formula[3]	$\frac{\text{Masa del bus } x \text{ velocidad del bus}^2}{\text{radio de curvatura.}}$ [4]
Masa en condiciones operativas	Masa cargas Vivas + Masa cargas muertas
Masa en condiciones operativas	9745,3 kg + 4365,96 kg
Masa en condiciones operativas	14111,26 kg
Velocidad del bus en la curva[4]	90km/h (25m/s)
Radio de curvatura[5]	350 m
Carga de Giro	**25198,67N**

[1] Fórmula obtenida de los requisitos de cargas vivas según la NTE INEN 1323.
[2] Hibbeler, R. *Mecánica Vectorial para ingenieros*. 10th ed. México: Pearson Educación, 2004. 4-8. Fórmula para calcular el peso en función de la masa
[3] Fórmula obtenida de los requisitos de carga de giro según la NTE INEN 1323.
[4] Dato obtenido de los requisitos de cargas vivas según la NTE INEN 1323
[5] Dato obtenido de los requisitos de cargas vivas según la NTE INEN 1323

2.2.5 CARGA DE FRENADO Y ACELERACIÓN BRUSCA

Tabla 2.11. Cálculo de la Fuerza de frenado y aceleración. **Fuente.** Los autores

ITEM	VALOR
Fórmula[1]	Masa en condiciones operativas *x* aceleraciòn [5]
Masa en condiciones operativas	14111,26 kg
Valor de aceleración y desaceleración[2]	4 m / s^2
Fuerza de frenado y aceleración	14111, 26 kg x 4 m / s^2
Fuerza de frenado y aceleración	**56445,04 N**

2.2.6 RESISTENCIA DEL AIRE FRONTAL

A continuación se encuentra el cálculo de la fuerza que se ejerce sobre la superficie frontal del bus debida a la resistencia del aire frontal; para determinar dicha fuerza es necesario conocer el coeficiente aerodinámico frontal del modelo, es por eso que a continuación se encuentra una tabla con las condiciones de normal funcionamiento del bus, que se introdujeron al software de simulación de fluidos ANSYS para determinar dicho coeficiente, al igual que los datos obtenidos del análisis.

Tabla 2.12. Constantes ambientales de normal funcionamiento del bus.

Fuente. Los autores

ITEM	VALOR
Temperatura del aire	15 ^{0}C
Humedad relativa del aire	50%
Densidad del aire	1,225 kg / m
Velocidad del vehículo	90 km/h (25 m/s)
Presion atmosferiaca	101325 Pa

[1] Fórmula obtenida de los requisitos de carga de frenado y aceleración según la NTE INEN 1323.
[2] Dato obtenido de los requisitos de cargas vivas según la NTE INEN 1323

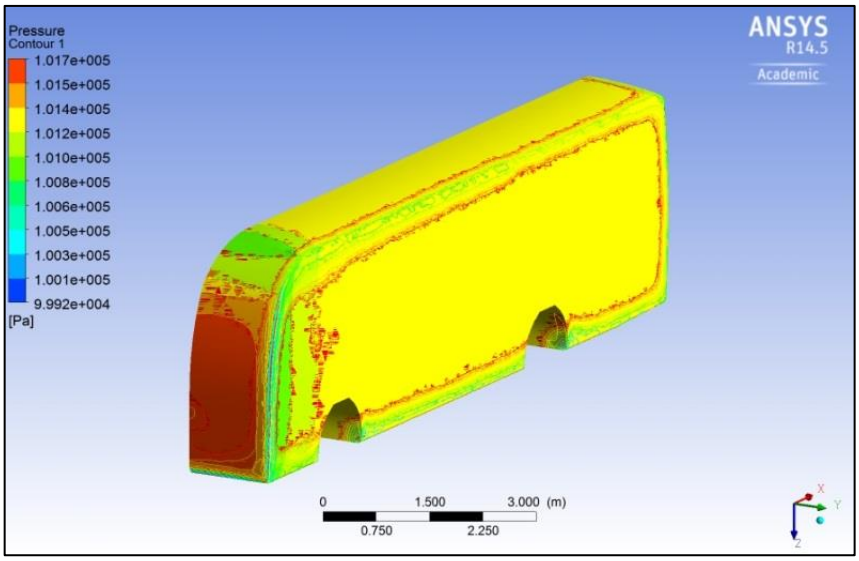


Figura 2.4. Respuesta al túnel de Viento del modelo convencional. ANSYS.

Fuente. Los Autores

En la figura 2.4 se puede observar la respuesta del modelo de bus convencional frente a una fuente de aire externa; dicha fuente de aire se genera en el movimiento normal del bus y ocasiona una presión sobre la superficie exterior del mismo. La figura indica el valor de la presión generada en una escala de colores y representa oposición al movimiento del bus; con la ayuda de esta presión y el área frontal del bus se puede determinar el valor de la carga de aire frontal que es una fuerza requerida por la normativa INEN 1323 necesaria para la simulación.

Tabla 2.13. Datos obtenidos de la simulación aerodinámica del modelo convencional.

Fuente. Los autores.

ITEM	VALOR
Área frontal media	4,0341299 m^2
Fuerza Frontal	1333,3618 N
Coeficiente aerodinamico	0,8634

Tabla 2.14. Cálculo de la resistencia del aire frontal. **Fuente.** Los autores

ITEM	VALOR
Fórmula[1]	$\frac{Cx \times \rho \times Af \times V^2}{2}$ [1]
Cx	Coeficiente aerodinámico del Bus convencional
P	Densidad del aire
Af	Área frontal del bus en m^2
V	Velocidad del aire
Coeficiente aerodinámico del Bus convencional [2]	0,8634
Densidad del aire [3]	1.225 kg / m^3
Área frontal del bus [4]	8,0682598 m^2
Velocidad del aire [5]	90 km/h (25 m/s)
Fuerza del aire frontal	$\frac{0{,}8634 \times 1{,}225 kg/m \times 8{,}0682598 m^2 \times (\frac{25m}{s})^2}{2}$
Fuerza del aire frontal	**2666,722 N**

2.3 ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA CONVENCIONAL

2.3.1 TIPOS DE SUJECIÓN UTILIZADOS

En lo referente a las uniones utilizadas en la estructura del bus, se puede encontrar diferentes procedimientos, en donde lo primordial es que se realice una adecuada unión para tener así un factor de seguridad idóneo y la estructura pueda soportar los diferentes

[1] Fórmula obtenida de los requisitos de resistencia del aire frontal según la NTE INEN 1323.
[2] Dato obtenido del análisis aerodinámico (Túnel de Viento) en el software CAD. ANSYS.
[3] Cengel, Y. *Transferencia de Calo*r. 3rd ed. México: Mc Graw- Hill, 2004. 736. Densidad del aire.
[4] Dato obtenido del análisis aerodinámico (Túnel de Viento) en el software CAD. ANSYS.
[5] Dato obtenido de los requisitos de cargas vivas según la NTE INEN 1323

esfuerzos a los que estará sometida. Dentro de las técnicas de uniones utilizadas en la fabricación de carrocerías tenemos las uniones fijas y las uniones móviles

2.3.1.1 UNIONES FIJAS[1]

Las uniones fijas son el método por el cual se consolidan dos elementos llegando a trabajar como uno solo; dentro de la construcción de carrocerías se utilizan los métodos de soldadura de arco eléctrico y fundición MIG y T.I.G. En la siguiente figura se encuentra la clasificación de soldadura utilizada para la fabricación de estructuras.

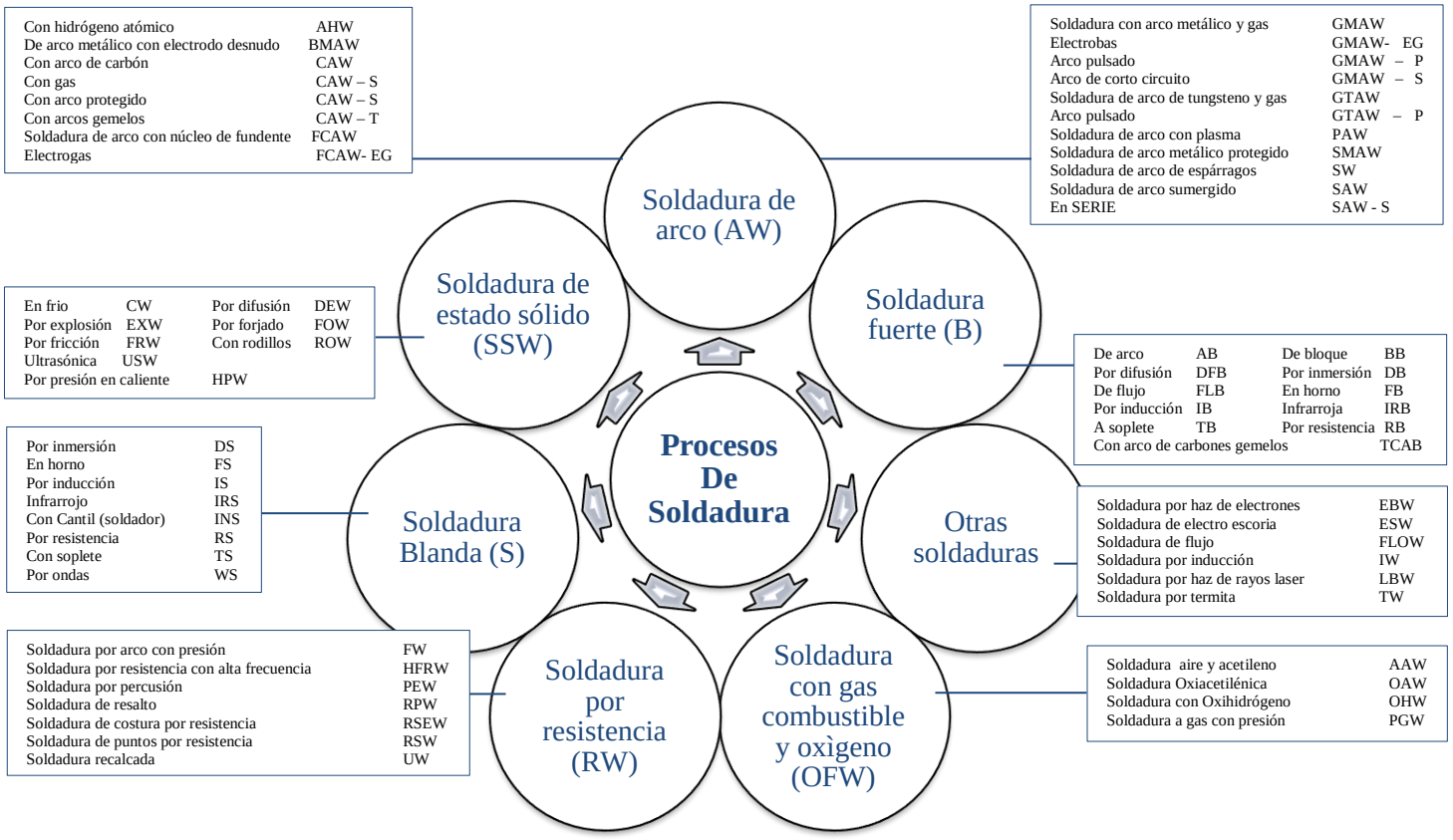


Figura 2.5. Clasificación de soldadura. **Fuente.** Horwitz, Henry. *Soldadura aplicaciones y prácticas*. 4th ed. México: Alfaomega Ediciones, 2008. 5.

Sin embargo no es la única técnica de unión fija que se utiliza en la construcción de una carrocería, ya que también existen uniones entre elementos del bus que no son

[1] Rivas Arias, José M. Soldadura Eléctrica y Sistemas T.I.G y M.A.G. Madrid. España: Editorial Paraninfo, 1999. 104-05. Impreso.

específicamente estructurales, como técnica de remachado para sujetar planchas metálicas o de fibra y demás accesorios utilitarios del bus.

Figura 2.6. Uniones fijas - remaches. **Fuente.** Talleres M. Zubizarreta SL. *Remaches Varios.* Web. 4. Junio. 2013. <www.zubizarreta.eu>

2.3.1.2 UNIONES MÓVILES[1]

Las uniones móviles son muy utilizadas por que permiten desarmar o desmontar algún elemento que se encuentre dentro de la estructura. Para lo que se refiere a uniones móviles que se emplean en la construcción de autobuses se utilizan principalmente tornillos pasantes acoplados con tuercas y arandelas de presión, específicamente en la unión chasis – carrocería, como se puede observar en la siguiente gráfica.

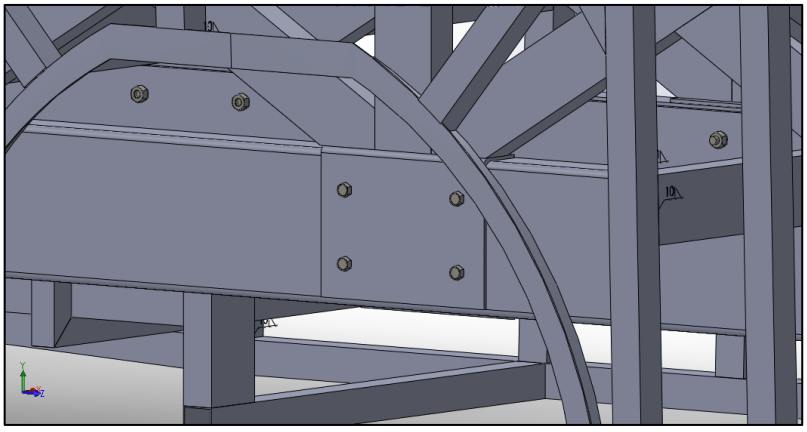


Figura 2.7. Uniones móviles chasis – carrocería. **Fuente.** Los autores

[1] Escuela industrial Superior de Argentina. *Tutorial de Diseño mecánico*. Argentina. Web. 26. Mayo. 2011. <www.eis.unl.edu.ar>.

2.3.2 SIMULACIÓN

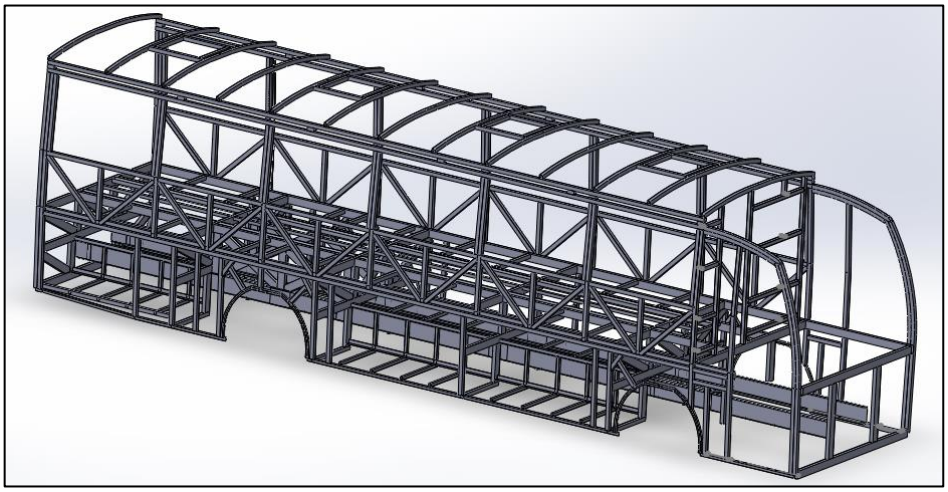


Figura 2.8. Diseño estructural convencional software CAD Solid Works.

Fuente. Los Autores

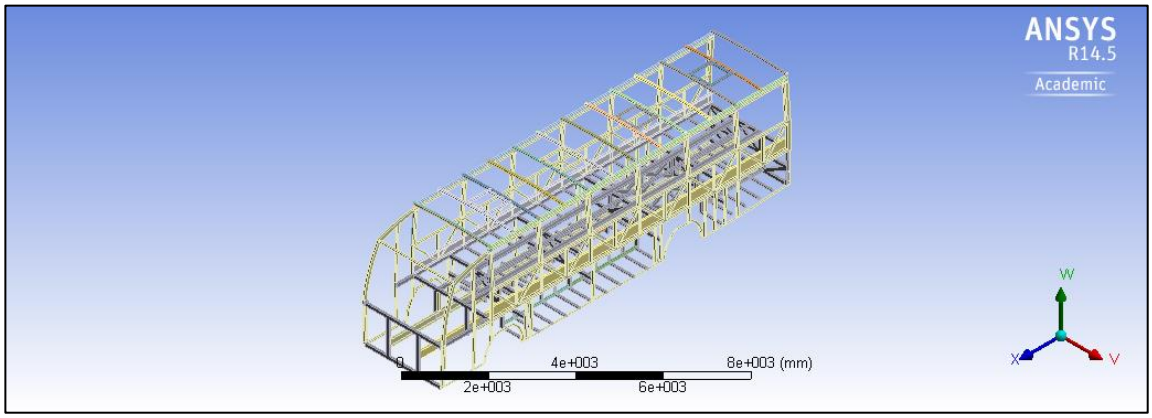


Figura 2.9. Diseño estructural convencional software CAE ANSYS.

Fuente. Los Autores

A. SIMULACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS

La simulación estática trata de colocar sobre la estructura computarizada cada una de las fuerzas que intervienen sobre el bus totalmente cargado sin movimiento, esto según la normativa INEN 1323 vigente en el Ecuador; estas cargas son: las muertas, las vivas, y la de resistencia de la estructura. A continuación se indica los resultados obtenidos del análisis planteado.

Tabla 2.15. Resultados de la simulación frente a la carga de resistencia de la estructura.

Fuente. Los autores

RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA
A continuación se encuentra la dirección, posición y magnitud de la carga de resistencia de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica sobre el techo según pide la normativa.

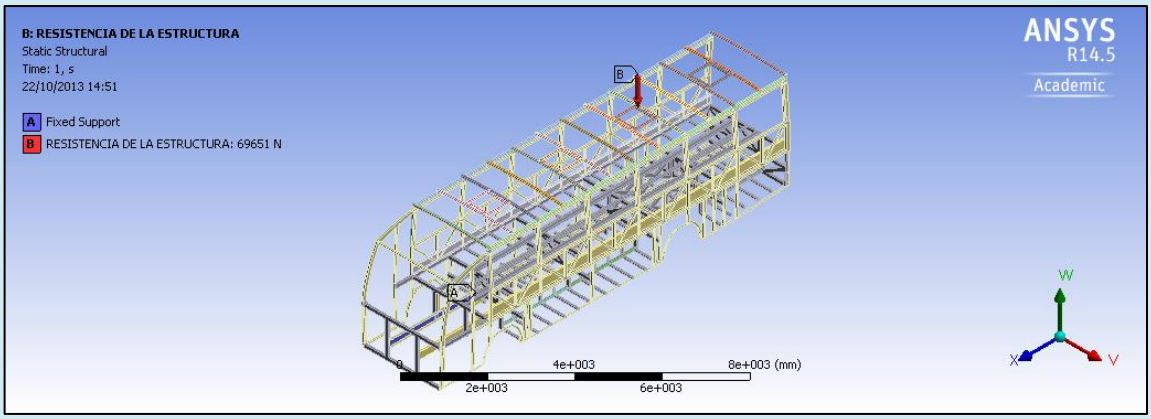


Figura 2.10. Aplicación de la carga. F**uente.** Los Autores

La figura 2.11 se indica la deformación total de 13,591 mm correspondiente a la carga aplicada en la estructura del techo del bus.

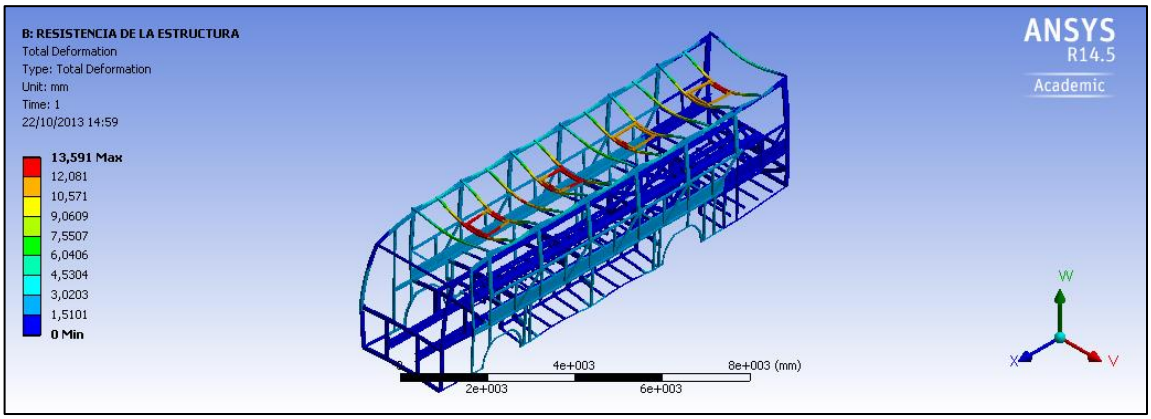


Figura 2.11. Deformación total de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la figura 2.12 el esfuerzo equivalente de Von Mises frente a la carga de resistencia de la estructura donde el esfuerzo máximo es 942,86 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 85,715Mpa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

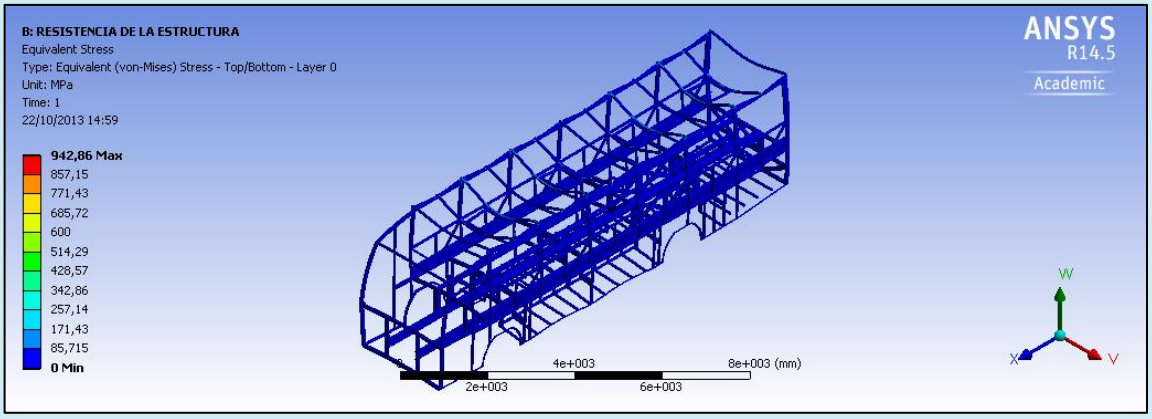


Figura 2.12. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura**. Fuente.** Los Autores.

Se tiene la figura 2.13 el factor de seguridad frente a la carga de resistencia de la estructura con un valor mínimo de 0,26515.

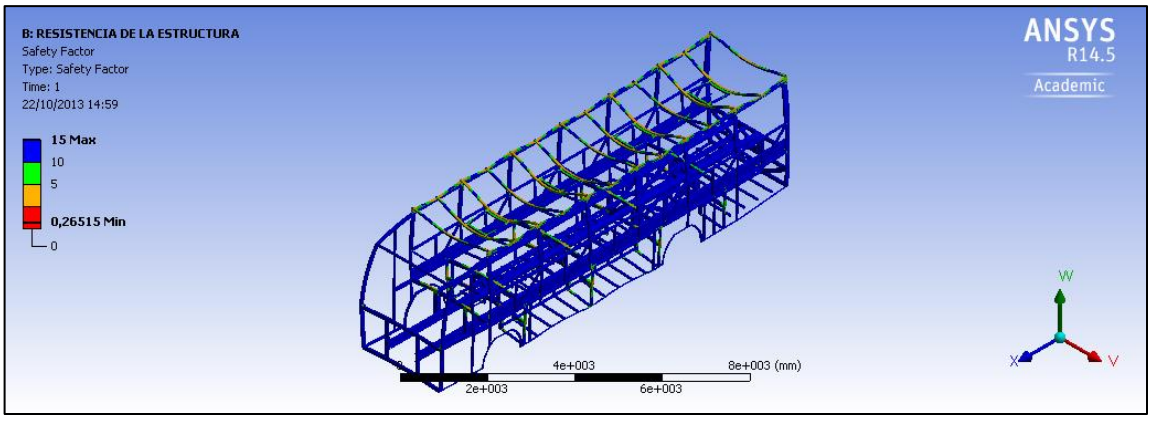


Figura 2.13. Factor de seguridad de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la figura 2.14 se aprecia el factor de seguridad a la fatiga del material, el valor mínimo es 0,091424.

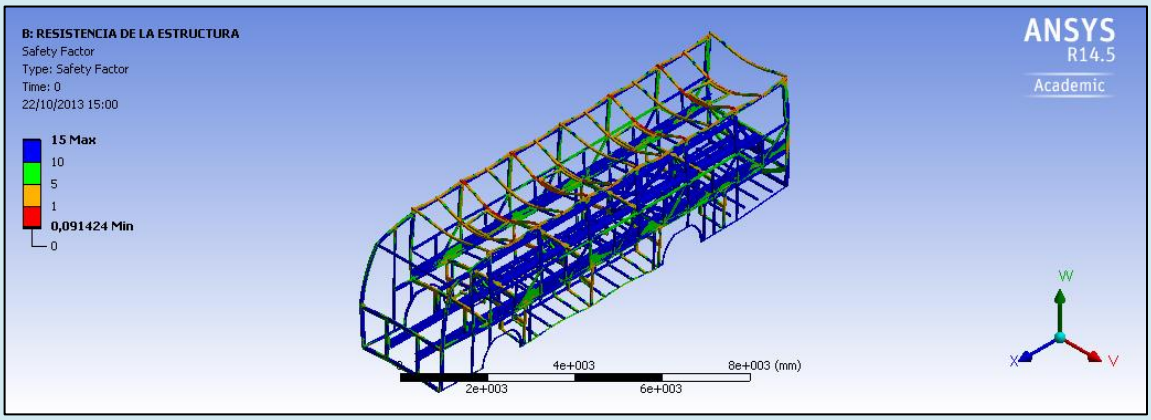


Figura 2.14. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
TECHO 13,591 mm	85,715 MPa	Mín.: 0,26515 Máx.: 15	Mín.: 0,091424 Máx.: 15

ANÁLISIS

Al aplicar las cargas muertas sobre la estructura se puede apreciar una deformación máxima de 13,591mm la cual se encuentra dentro del valor establecido por la normativa que indica que el valor no debe superar los 70 mm, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia, el factor de seguridad es un valor adimensional donde lo máximo se da en toda la estructura con valor mínimo de 0,26515;el factor de fatiga del material de acuerdo a la carga soportada presenta un valor mínimo de 0,91424 y un valor máximo de 15.

Tabla 2.16. Resultados de la simulación frente a cargas estáticas. **Fuente.** Los autores

ESTÁTICAS
A continuación se dispone de la dirección posición y magnitud de la carga estática de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica sobre el piso según la normativa.

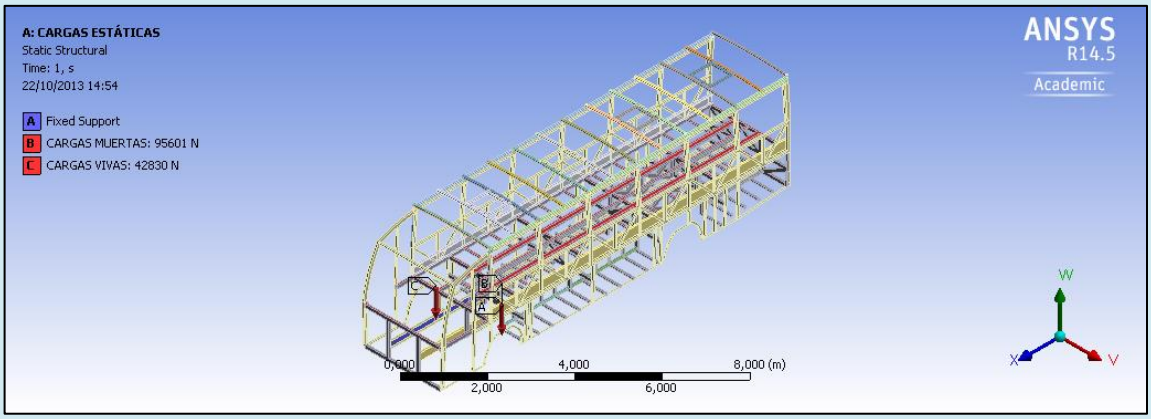


Figura 2.15. Aplicación de la Carga. **Fuente.** Los Autores

Se tiene la figura 2.16 la deformación total frente a la carga estática de la estructura con una deformación máxima de 13,384 mm en el piso.

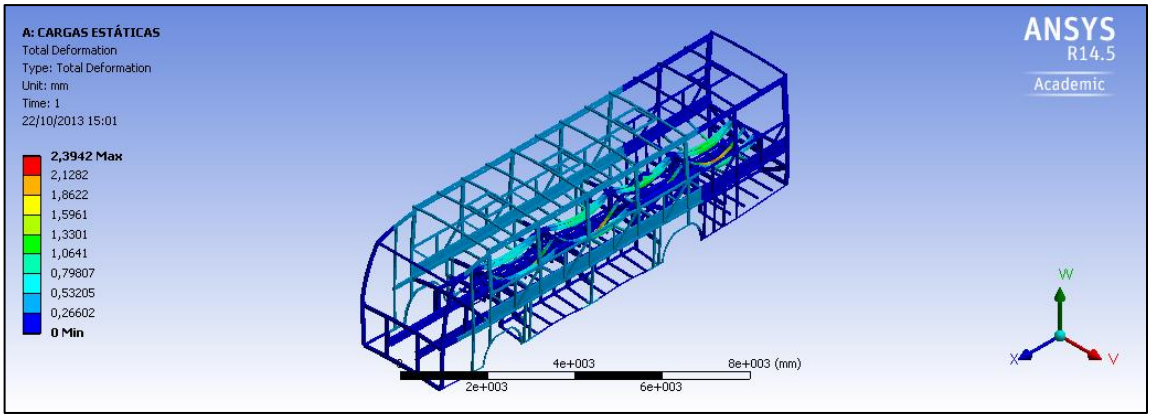


Figura 2.16. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

La figura 2.17 se aprecia el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga estática de la estructura donde el esfuerzo máximo es 97,422 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 35,426 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

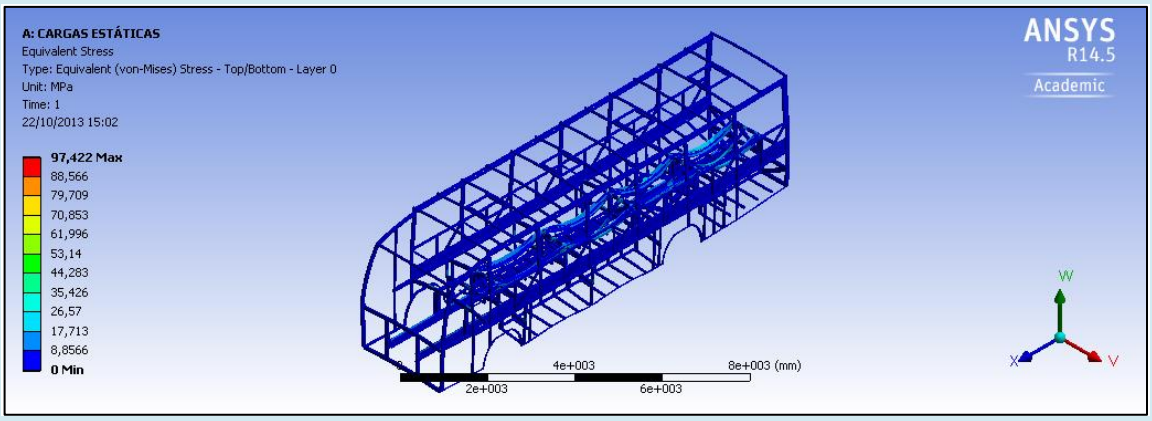


Figura 2.17. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Indica la figura 2.18 el factor de seguridad frente a la carga estática de la estructura, lo mínimo tiene valor de 0,53452.

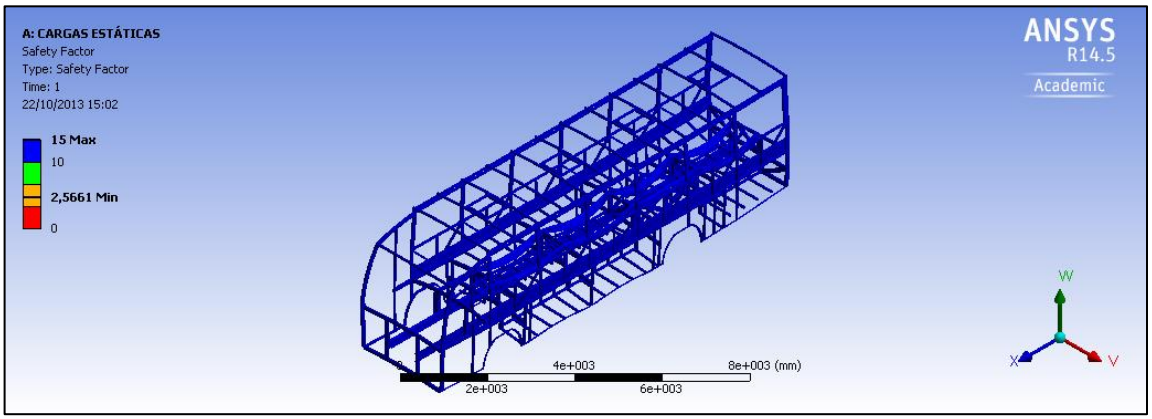


Figura 2.18. Factor de seguridad de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la figura 2.19 se observa el factor de seguridad a la fatiga del material, con un valor mínimo de 0.88481.

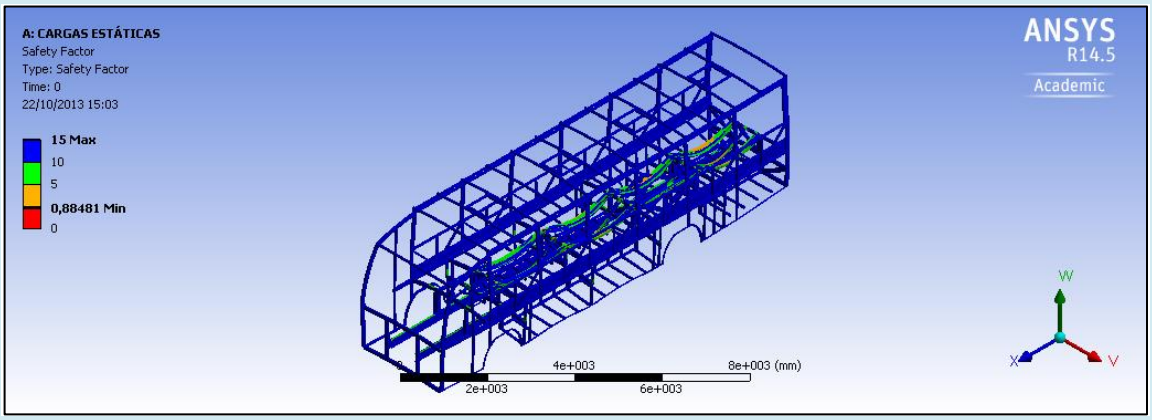


Figura 2.19. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
PISO 2,3942 mm	35,426 MPa	Mín.: 2,5661 Máx.: 15	Mín.: 0,88481 Máx.: 15

ANÁLISIS

La estructura al aplicar las cargas vivas y muertas presenta una deformación máxima de 13,384 mm en el piso del bus lo cual indica que es un valor aceptable ya que no está invadiendo la zona de supervivencia, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia, el factor de seguridad es óptimo para toda la estructura excepto en la uniones con un valor mínimo de 2,5661; en cuanto al factor de seguridad por fatiga es similar al factor se seguridad teniendo un valor mínimo de 0,88481.

B. SIMULACIÓN DE CARGAS DINÁMICAS

La simulación dinámica trata de colocar sobre la estructura las fuerzas que intervienen sobre el bus en movimiento, estas cargas son: la carga de giro, de frenado/aceleración brusca y aerodinámica, mismas que se han calculado para poder colocarlas sobre la estructura como cargas estáticas simulando el fenómeno dinámico a generarse en la estructura.

Tabla 2.17. Resultados de la simulación frente a cargas dinámicas. **Fuente.** Los autores

DINÁMICAS
A continuación se presenta la dirección posición y magnitud de las cargas dinámicas de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica sobre el techo.

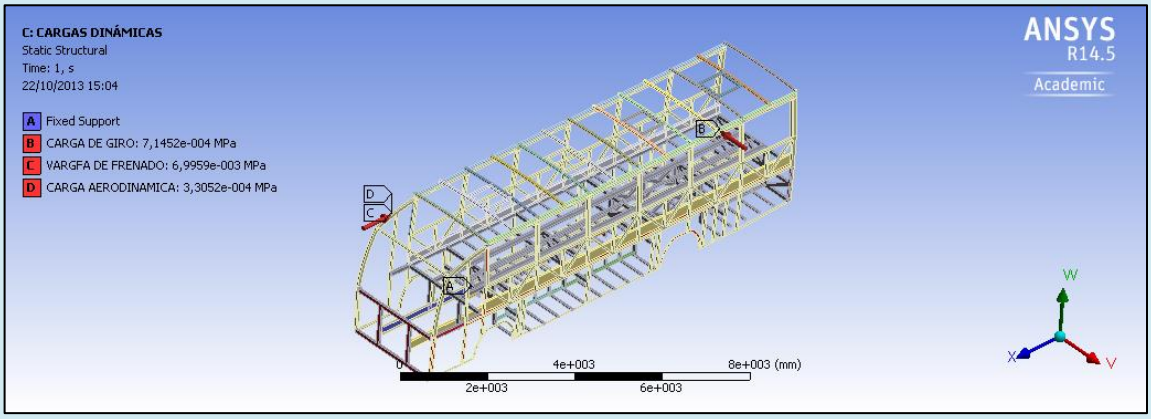


Figura 2.20. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

La figura 2.21 se encuentra deformación total frente a las cargas dinámicas de la estructura con una deformación máxima de 5,0081 mm en el frente.

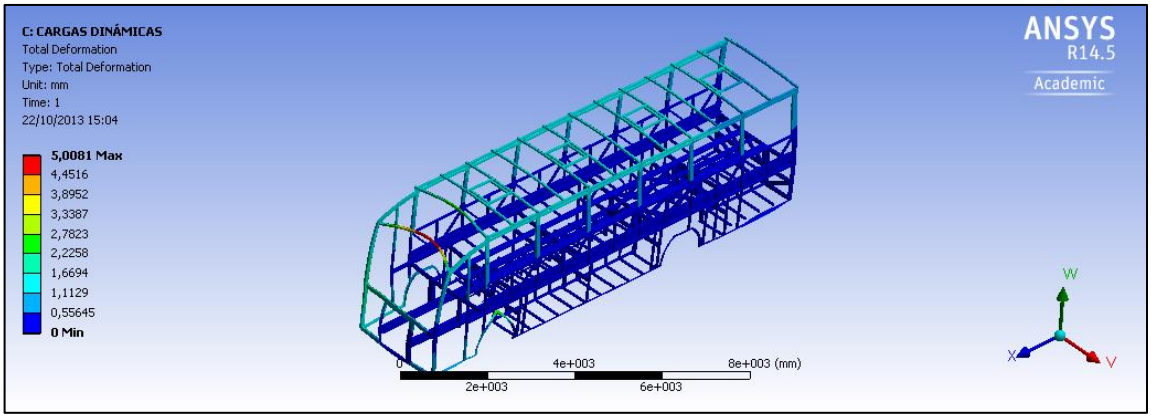


Figura 2.21. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se tiene la figura 2.22 con el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas dinámicas de la estructura donde el esfuerzo máximo es 79,456 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 36,116 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

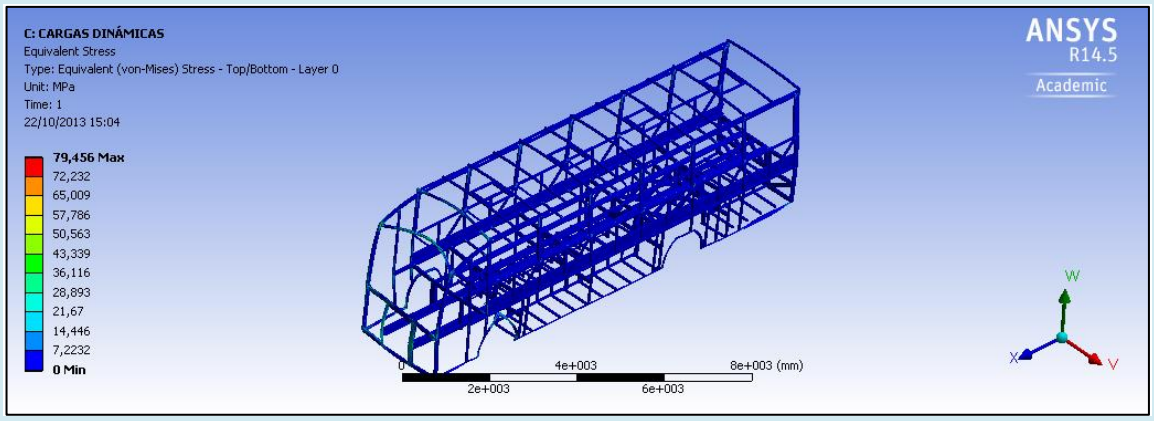


Figura 2.22. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se observa la figura 2.23 el factor de seguridad frente a las cargas dinámicas de la estructura donde lo mínimo es 0,4227.

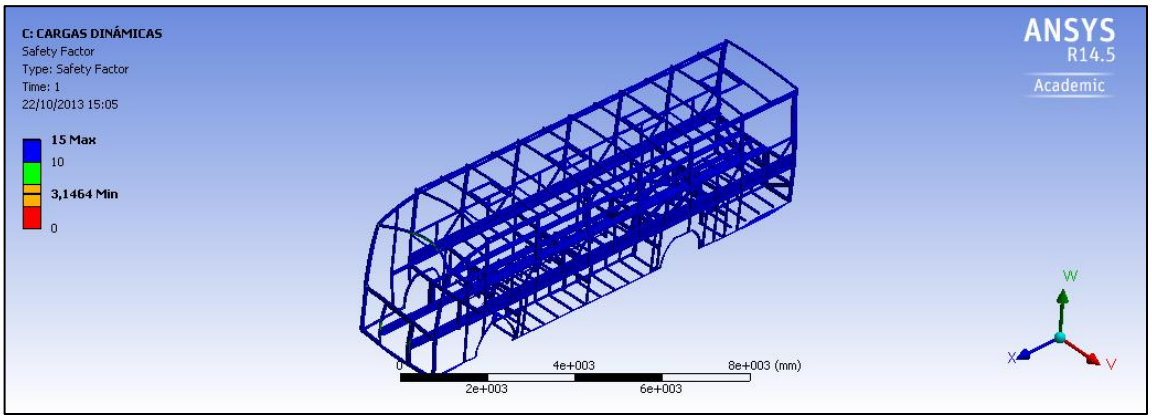


Figura 2.23. Factor de seguridad de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la figura 2.24 se tiene el factor de seguridad a la fatiga, con un valor mínimo de 1,0849.

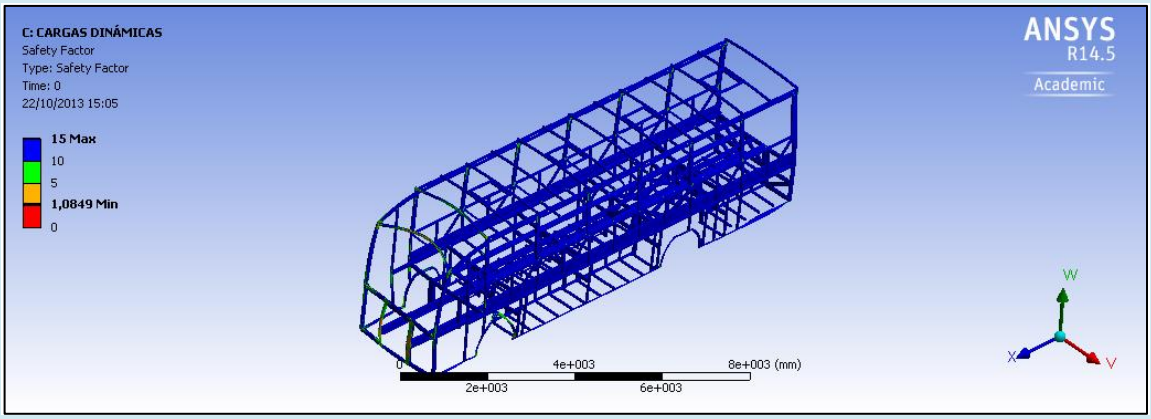


Figura 2.24. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
FRENTE 5,0081 mm	36,116 MPa	Mín.: 3,1464 Máx.: 15	Mín.1,0849 Máx.: 15

ANÁLISIS

Al analizar la respuesta de la estructura soportando las cargas dinámicas se tiene una deformación máxima de 5,0081 mm en la parte frontal valor que no afecta dentro del área de supervivencia, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia, el factor de seguridad frente a estas cargas es óptimo en toda la estructura excepto en la uniones con un valor mínimo de 3,1464; el factor de seguridad de fatiga tiene un valor mínimo de 1,0849.

CARGA DE COLISIÓN

Para el cálculo de la fuerza de colisión se plantea el siguiente análisis tomando en cuenta la masa que soporta la estructura del bus en cuanto se refiere a las cargas muertas y las cargas vivas, así también la velocidad del impacto que es de 90 km/h según la normativa INEN1323; teniendo como criterio de colisión que la velocidad final y el tiempo de inicio son nulos.

Tabla 2.18. Cálculo de la fuerza aplicada de colisión. **Fuente.** Los autores

ITEM	VALOR
Formula[1]	$F = \frac{P_f - P_o}{t_f - t_o} = \frac{m_f * v_f - m_o * v_o}{t_f - t_f}$ [6]
F:	Fuerza de carga frontal
P:	Cantidad de movimiento lineal P= m*V
t:	Tiempo entre la velocidad de entrada y el frenado total del vehiculo (s)
Por citerio de impacto	$V_{f,}\ t_{o\,=\,0}$
Fuerza de colision	$F = -\frac{m_o * v_o}{t_f}$
$\boldsymbol{m_o}$	$14111.26\ Kg$
$\boldsymbol{v_o}$	$25\ m/s$
$\boldsymbol{t_f}$	$0.5\ s$
Fuerza de colision	$F = -\frac{14111.26Kg * 25m/s}{0.5s}$
Fuerza de colision	**705563 N**

C. COMBINACIONES

A continuación se mostrarán los resultados de las combinaciones de las cargas más adecuadas, con el fin de hacer un análisis real de lo que sucede con el bus en diferentes circunstancias.

[1] Formula de momento lineal e impulso basada en la segunda ley de Newton con una masa constante tomado de www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/con_mlineal/dinamica/dinamica.htm. El lunes 25/11/2013 a las 16:29.

Tabla 2.19. Resultados de la simulación frente a las cargas reales. **Fuente.** Los autores

REALES
A continuación se presenta la dirección, posición y magnitud de las cargas reales de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica según la normativa

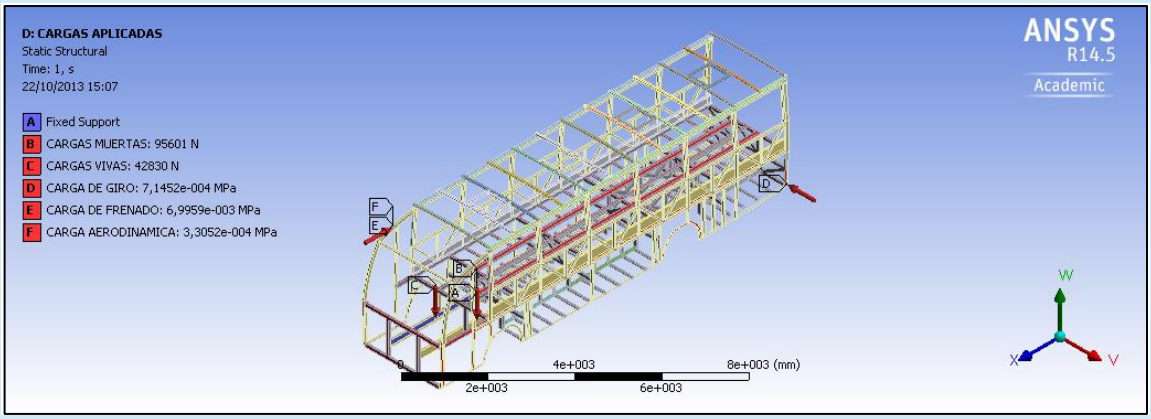



Figura 2.25. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores
La figura 2.26 muestra la deformación total frente a las cargas reales de la estructura con una deformación máxima de 4,9427 mm en el frente.

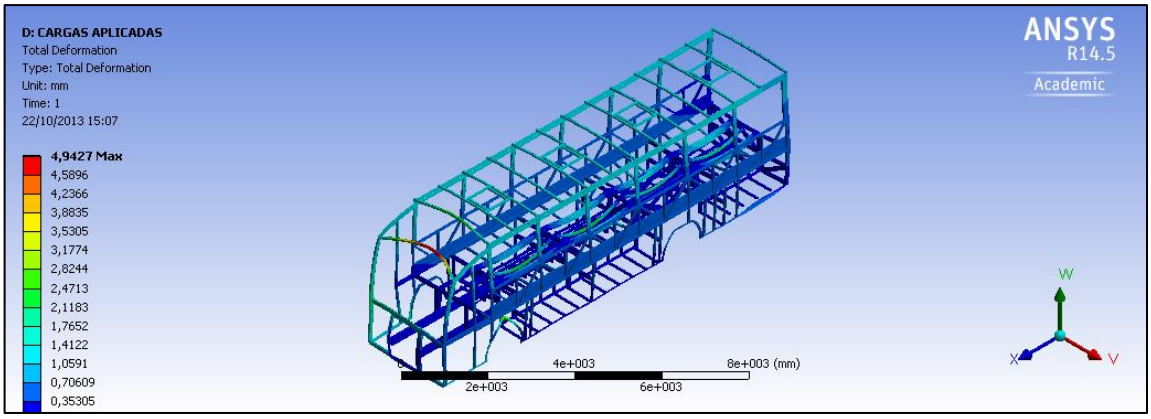



Figura 2.26. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la figura 2.27 se presenta el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas reales de la estructura donde el esfuerzo máximo es 101,44 MPa, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 27,665 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

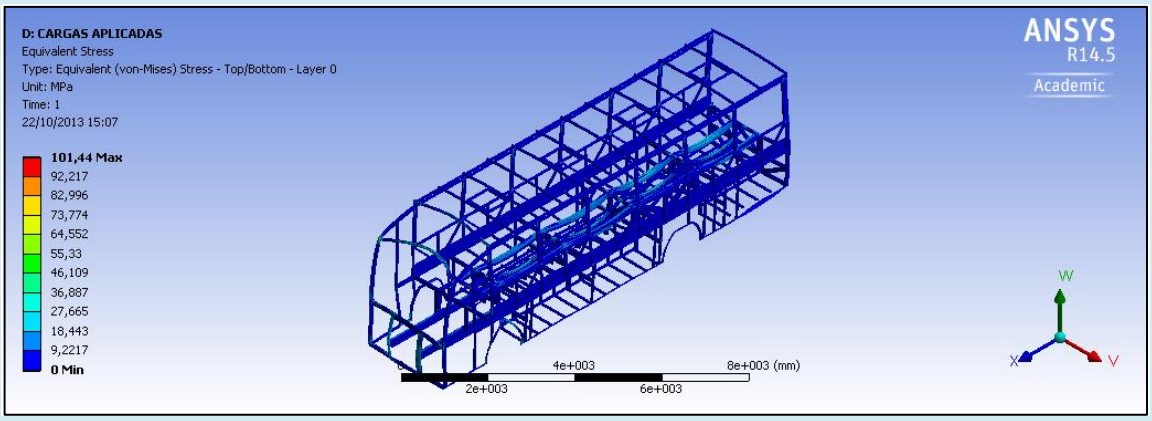


Figura 2.27. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se tiene la figura 2.28 el factor de seguridad frente a las cargas reales de la estructura, lo mínimo es 2,4645.

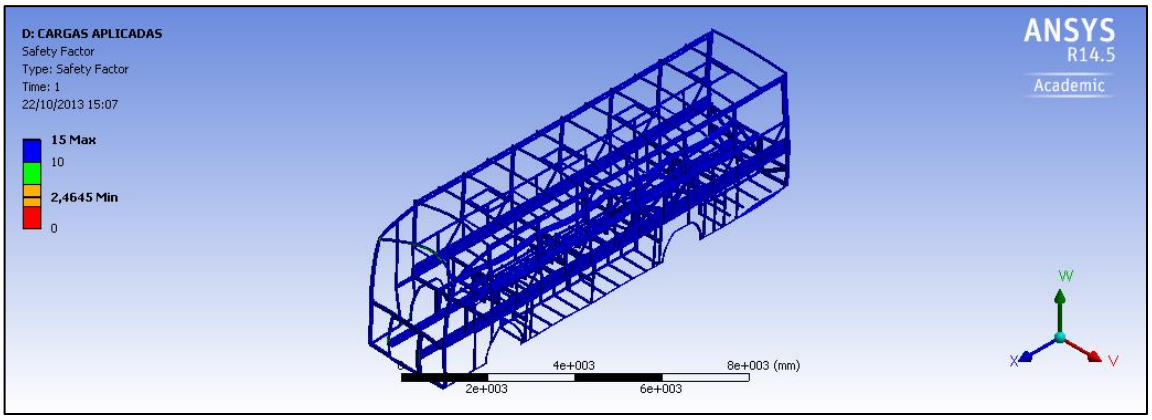


Figura 2.28. Factor de seguridad de la estructura. **Fuente.** Los Autores

La figura 2.29 se encuentra el factor de seguridad a la fatiga del material, con un valor mínimo de 0,84997.

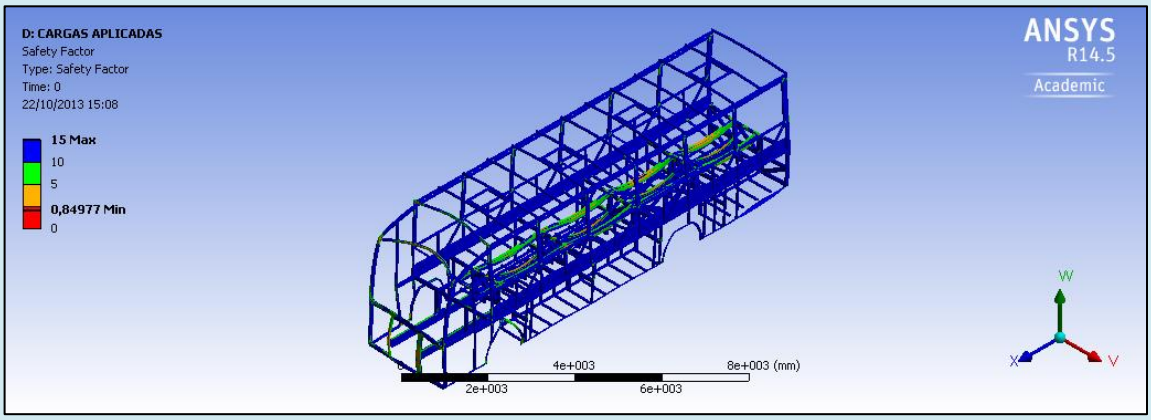


Figura 2.29. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
FRENTE 4,9427 mm	27,665 MPa	Mín.: 2,4645 Máx.: 15	Mín.: 0,84997 Máx.: 15

ANÁLISIS

Al colocar todas las cargas que debe soportar la estructura tenemos una deformación en la parte frontal con una valor máximo de 4,9427mm que es aprobado por la normativa, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia, el factor de seguridad es el indicado en toda la estructura así mismo como el factor de seguridad de fatiga.

Tabla 2.20. Resultados de la simulación frente a las cargas reales y colisión. **Fuente.** Los autores

APLICADAS Y COLISIÓN
A continuación se tiene la dirección posición y magnitud de las cargas reales y colisión de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica según pide la normativa.

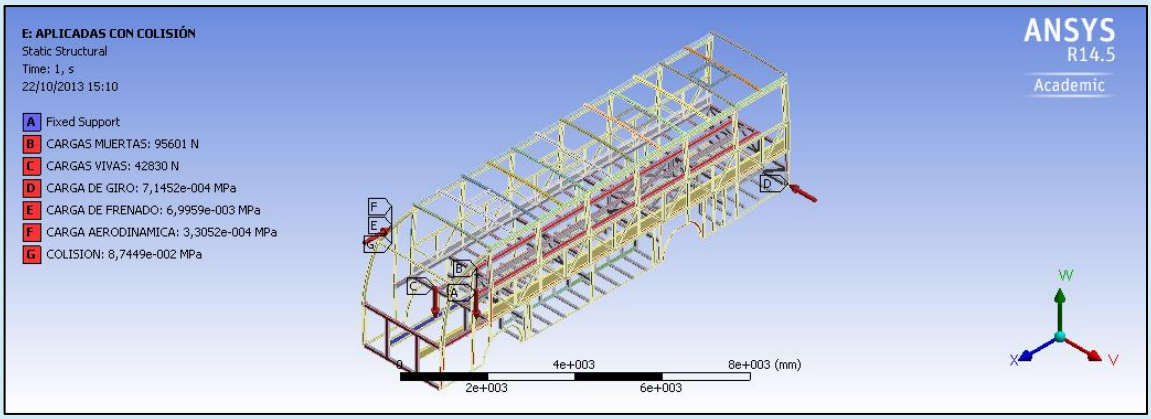


Figura 2.30. Aplicacion de la carga. **Fuente.** Los Autores

En la figura 2.31 se obtiene la deformación total frente a las cargas reales y colisión de la estructura con una deformación máxima de 63,963 mm en el frente.

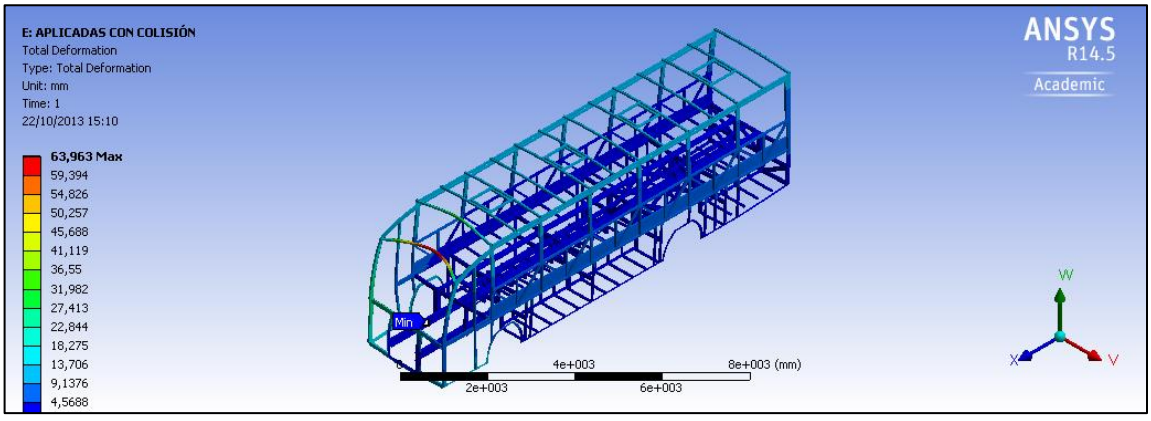


Figura 2.31. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se observa la figura 2.32 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas reales y colisión de la estructura donde el máximo esfuerzo es 1073,7 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 390,45 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

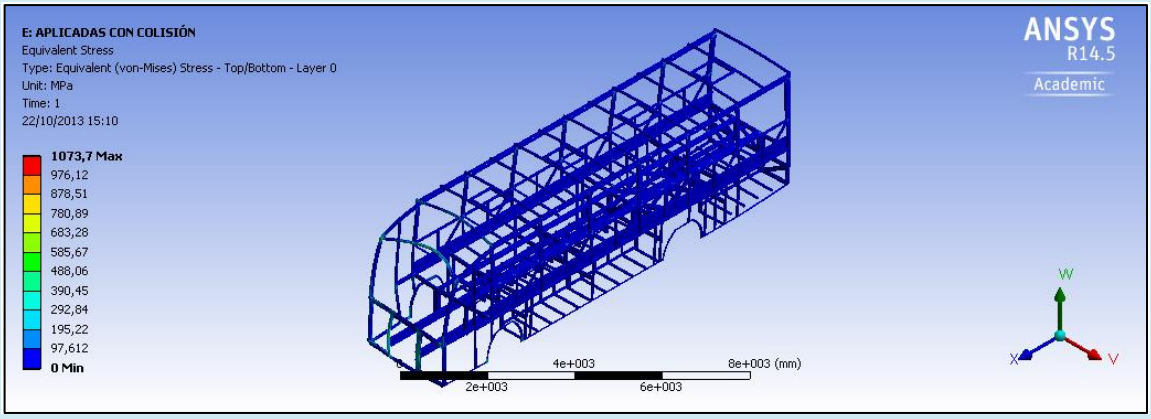


Figura 2.32. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura. **Fuente.** Los Autores

La figura 2.33 muestra el factor de seguridad frente a las cargas reales y colisión de la estructura donde lo mínimo se da en el frente con un valor de 0,23283.

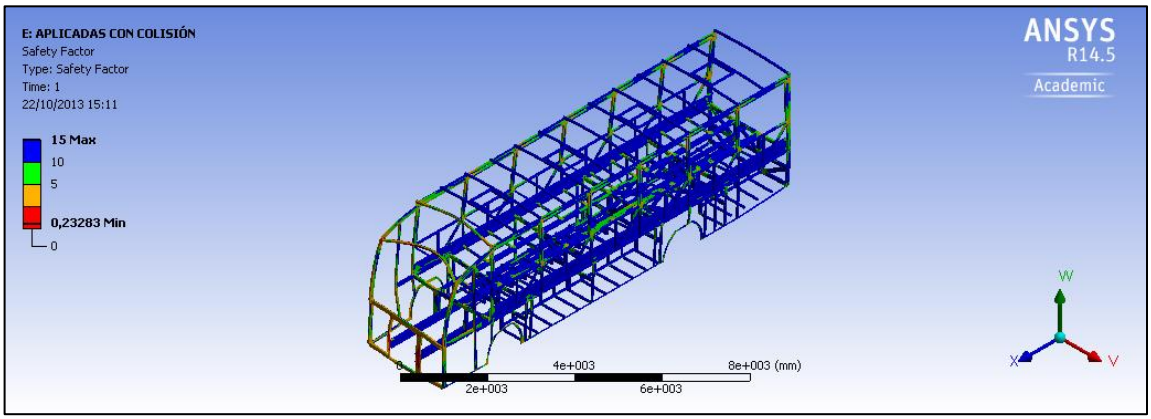


Figura 2.33. Factor de seguridad de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se indica en la figura 2.34 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo se da en las uniones con un valor de 0.080281.

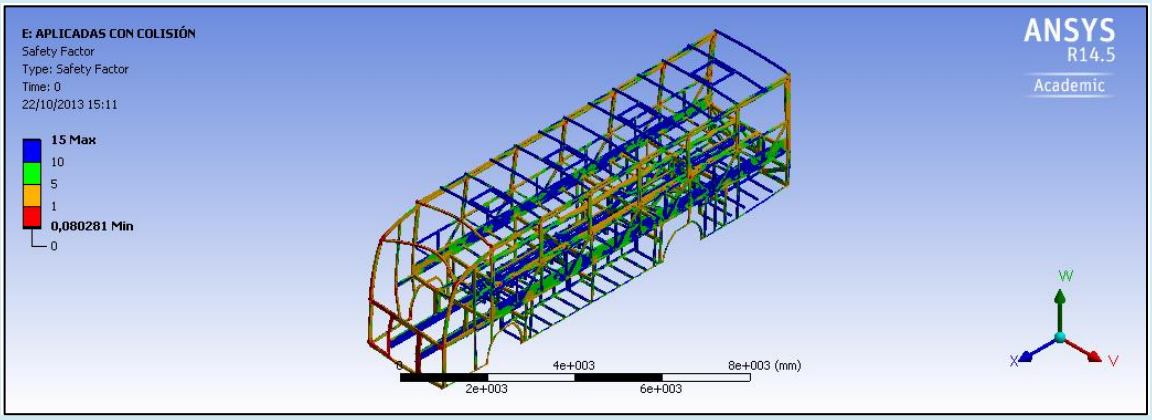


Figura 2.34. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	Esfuerzo equivalente de Von Mises	Factor de seguridad a la carga.	Factor de Seguridad por fatiga.
FRENTE 63,963 mm	390,45 MPa	Mín.: 0,23283 Máx.: 15	Mín.: 0,080281 Máx.: 15

ANÁLISIS

Al momento de colocar una fuerza de colisión más las fuerzas que soporta la estructura se tiene la deformación máxima de 63,963mm en la parte frontal l, misma que se encuentra dentro de la norma que dice que la deformación no debe ser mayor a 1/240 veces la longitud, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia , en lo que refiere a los factores de seguridad por carga y de fatiga se tiene un valor aceptable dentro de los valores máximos y mínimos haciendo segura la estructura.

CAPITULO 3
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PROPUESTA DE ESTRUCTURA PARA LA CARROCERÍA DE UN BUS INTERPROVINCIAL MEDIANTE SOFTWARE.

3.1 INTRODUCCIÓN

La estructura de una carrocería de bus interprovincial para ser considerada aceptable dentro de la sociedad debe cumplir con las normas y reglamentos vigentes, como ya se explicó en el capítulo 1; por lo tanto para diseñar dicha estructura se necesita de un software que permita conocer la respuesta del modelo a las condiciones extremas de funcionamiento.

Sin embargo, un nuevo diseño puede partir de uno de los siguientes factores; por un lado el conocimiento exacto de las cargas presentes en la estructura y los efectos de dichas fuerzas sobre la misma, de esta forma se escogerá la mejor opción tanto del dimensionamiento, materiales y posicionamiento de cada uno de los elementos que conformarán el conjunto estructural.

La otra opción trata de realizar una optimización estructural basándose en un modelo estético exterior, y modificando el mismo en base a las pruebas y simulaciones a realizarse en el software, hasta completar todos los requerimientos de la entidad reguladora y de esta manera tener una propuesta de estructura apta para ser construida y aprobada para su montaje y posterior funcionamiento dentro de la sociedad.

3.2 CONDICIONES INICIALES.

En la siguiente tabla se encuentra un resumen de los valores de las cargas y su posicionamiento en la estructura para su análisis, dichas cargas se basan en la normativa INEN 1323, y su análisis se encuentra en el capítulo 2.

Tabla 3.1. Condiciones Iniciales. **Fuente.** Los Autores

CLAUSULA INEN 1323	CARGA	MAGNITUD	POSICIÓN
Clausula 5.1.5.1	Resistencia	50% peso máximo admisible para el chasis = **139302 N**	Uniformemente distribuida sobre el techo
Clausula 3.1.5	Muerta	**95601,393 N**	Uniformemente distribuida sobre el chasis
Clausula 3.1.6	Viva	**42829,675 N**	Uniformemente distribuida sobre el piso de pasajeros
Clausula 5.1.1.2	Giro	**25198,67N**	Uniformemente distribuida sobre el lateral del bus
Clausula 5.1.1.3	Frenado	**56445,04 N**	Uniformemente distribuida sobre el frente de bus
Clausula 5.1.1.4	Aceleración	**56445,04 N**	Uniformemente distribuida sobre el frente del bus
Clausula 5.1.15	Aerodinamica[1]	$\frac{Cx \times \rho \times Af \times V^2}{2}$ [1]	Uniformemente distribuida sobre el frente del bus

[1] El valor de la fuerza aerodinámica varía con respecto al modelo convencional puesto que el coeficiente aerodinámico de la propuesta elegida es diferente al coeficiente aerodinámico del bus convencional que se analizó en el capítulo 2.

3.3 PROPUESTA DE MODELOS DEL NUEVO DISEÑO.

La propuesta de diseño de este capítulo se basa principalmente en optimizar la estructura de la carrocería de los buses, cambiando características del material con el que se los está fabricando, para esto se plantea el uso de tubo redondo en lugar de tubo cuadrado; mismo que mejore las características de absorción de energía cinética frente a una colisión.

3.3.1 PROPUESTAS ESTÉTICAS

A continuación se puede encontrar cada uno de los diseños estéticos propuestos por los autores en el software CAD versión estudiantil Solid Works, cada uno con una tabla de sus características en base a criterios de funcionalidad con los que fueron modelados.

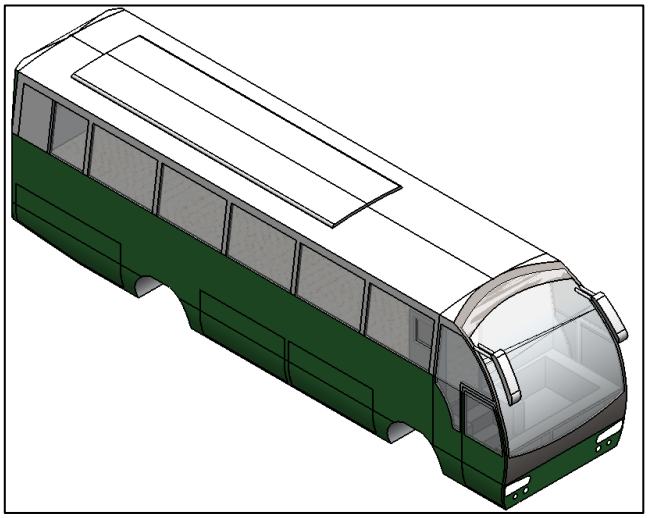


Figura 3.1. Diseño 1. **Fuente.** Los Autores

Tabla 3.2. Características Funcionales de diseño 1. **Fuente.** Los Autores

CARACTERÍSTICAS
Parabrisas frontal panorámico
Curvatura frontal pronunciada, mejor adaptabilidad aerodinámica
Sección superior redondeada
Puerta permite visibilidad lateral al conductor.
Amplia sección lateral interior ofrece mayor espacio a los ocupantes.

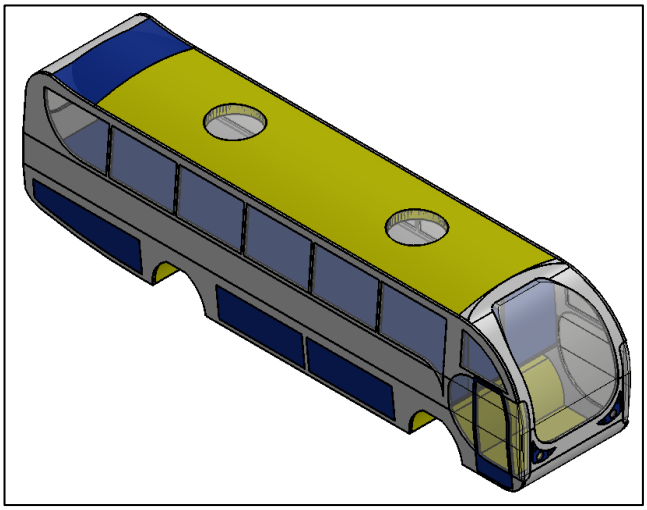


Figura 3.2. Diseño 2. **Fuente.** Los Autores

Tabla 3.3. Características Funcionales de diseño 2. **Fuente.** Los Autores

CARACTERÍSTICAS
Parabrisas frontal ampliado a la parte superior.
Lateral frontal de vidrio aumenta la visibilidad del conductor
Curvaturas pronunciadas frontal y posterior.
Amplia curvatura superior.
Ventanas grandes y claraboyas

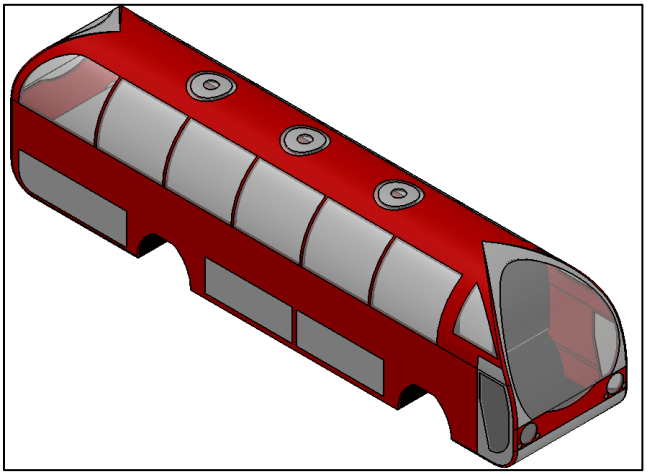


Figura 3.3. Diseño 3. **Fuente.** Los Autores

Tabla 3.4. Características Funcionales de diseño 3. **Fuente.** Los Autores

CARACTERÍSTICAS
Parabrisas frontal panorámico
Curvatura frontal y posterior muy pronunciadas (tipo bala).
Sección superior y lateral redondeada.
Puerta permite visibilidad lateral al conductor.
Ventanas redondeadas y claraboyas.
Curvatura elegante en todas las aristas del modelo.

3.3.2 ANÁLISIS AERODINÁMICO DE LAS PROPUESTAS

A cada uno de los modelos se sometió a un análisis aerodinámico (Túnel de Viento) en el software ANSYS. En las siguientes figuras se puede observar el resultado gráfico de cada uno de los modelos; este resultado es de interés debido a que al observar las líneas de flujo de aire y su dispersión alrededor del bus, se puede conocer cuál de los modelos presenta una mejor respuesta aerodinámica frente al fluido en condiciones de funcionamiento. Para el análisis se plantea las condiciones como son la velocidad del bus (25m/s), la densidad del aire (1,225kg/m^3), la humedad relativa del aire (50%).

A continuación de las gráficas se encuentra un cuadro comparativo en el cual se muestran los resultados de mayor interés para el cálculo del coeficiente aerodinámico y su variación entre los modelos; el modelo que presente menor coeficiente aerodinámico presentará ventajas en relación a los otros en consumo de combustible, aumento de potencia, etc. Sin embargo este no es el único factor a tomar en cuenta al momento de elegir el modelo para la propuesta de estructura.

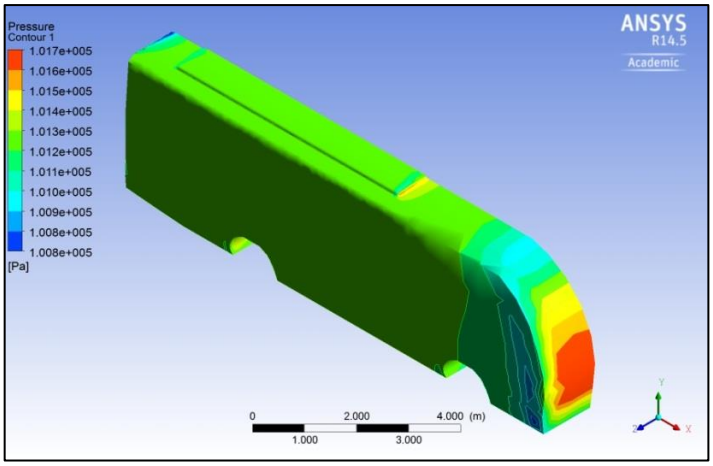


Figura 3.4. Respuesta al túnel de Viento del modelo 1. ANSYS. **Fuente.** Los Autores

En la figura 3.4 se puede observar en base a una escala de colores la presión que ejerce el aire sobre el modelo uno; se identifica que el valor máximo se da en la parte frontal más pronunciada y esta presión disminuye en las periferias de la parte frontal y en el resto del bus. Los resultados de la simulación al igual que las otras propuestas se mostraran más adelante en una tabla comparativa.

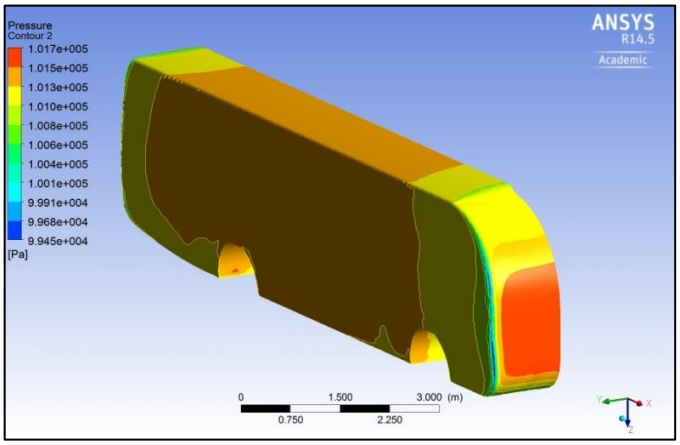


Figura 3.5. Respuesta al túnel de Viento del Diseño 2. ANSYS. **Fuente.** Los Autores.

En la figura 3.5 se tiene la influencia del viento sobre el modelo dos a una velocidad de 90 km/h con una densidad de 1.225 kg/m y una humedad relativa del 50%, esto en una escala de colores que indica la presión que ejerce el aire sobre el modelo; a diferencia con el modelo uno las curvaturas exteriores generan una diferencia que determina el coeficiente aerodinámico entre estos.

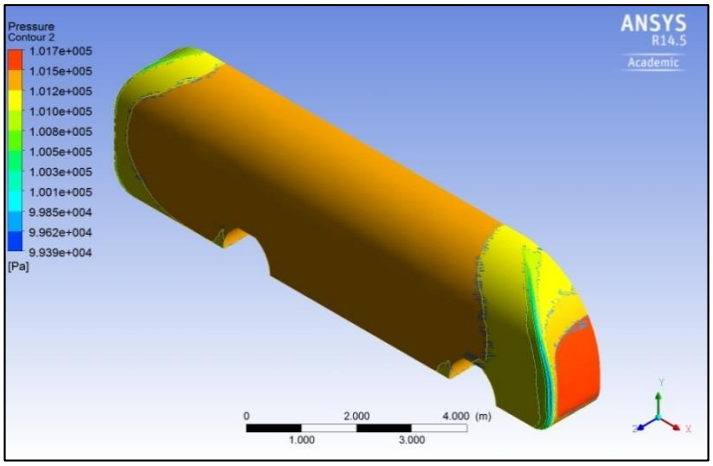


Figura 3.6. Respuesta al túnel de Viento del diseño 3. ANSYS. **Fuente.** Los Autores.

En la figura 3.6 se encuentra la simulación de túnel de viento del modelo 3; su superficie exterior redondeada y su curvatura pronunciada en la paree frontal hacen que la presión de aire que se ejerce sobre el modelo tenga una menor área de aplicación mejorando el coeficiente aerodinámico de este modelo pero influyendo en otros aspectos que se analizaran después en este estudio.

Tabla 3.5. Resultados de los análisis aerodinámicos1. **Fuente.** Los Autores

ÍTEM	MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3
Área frontal	4,2608474m^2	3.3553 m^2	3.3227 m^2
Densidad del Aire	1.225kg/m	1.225kg/m	1.225kg/m
Fuerza frontal	1363,9796N	977,65374N	1019,9278N
Velocidad del vehiculo	25m/s	25m/s	25m/s
Dispersión del aire[2]	Alta	Media	Baja
Coeficiente Aerodinámico	**0.8362**	**0.7611**	**0.8018**

[1] Datos obtenidos de la simulación y el cálculo del programa CAD versión estudiantil Solid Works y el programa ANSYS.

[2] Criterio de dispersión del aire en los modelos propuestos al observar las gráficas del software CAD versión estudiantil Solid Works.

3.3.3 ENCUESTA

Dentro del proceso de selección de un modelo, se ha decidido considerar la opinión de profesionales en la rama Automotriz, diseñadores o fabricantes de carrocerías, conductores de transporte interprovincial y a los peatones en una muestra de 30 encuestas, el formato de las encuestas se presenta en el anexo 4.

3.3.4 RESULTADOS DE LAS ENCUESTAS

3.3.4.1 ASPECTOS ESTÉTICOS

Pregunta 1. Ordene los modelos de acuerdo a su afinidad con los colores.

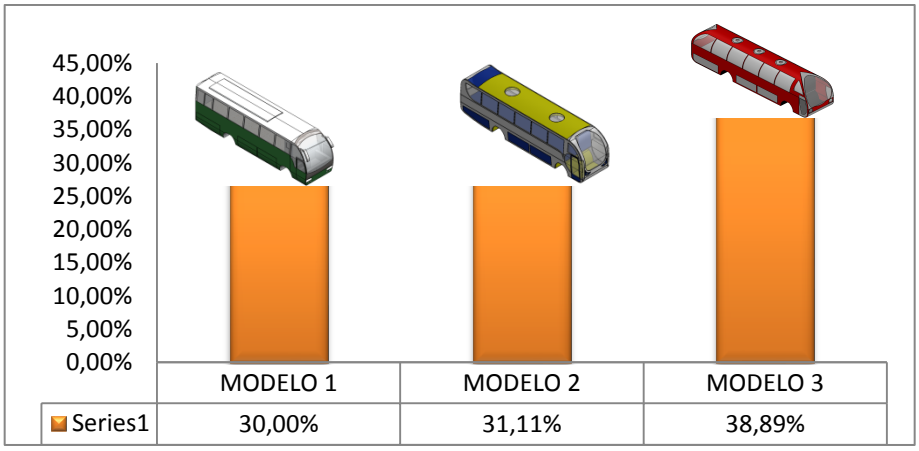


Figura 3.7. Preferencia del color de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores

Pregunta 2. Ordene los modelos de acuerdo a su afinidad con la forma delantera.

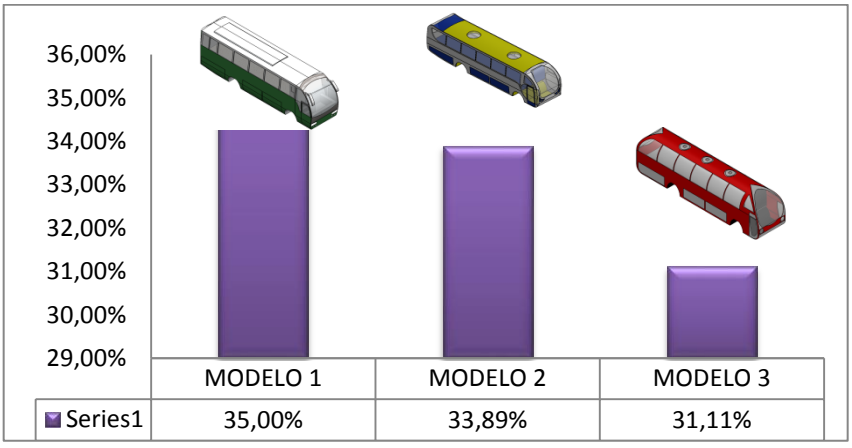


Figura 3.8. Preferencia de la parte frontal de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores

Pregunta 3. Ordene los modelos de acuerdo a su afinidad con la curvatura longitudinal del bus.

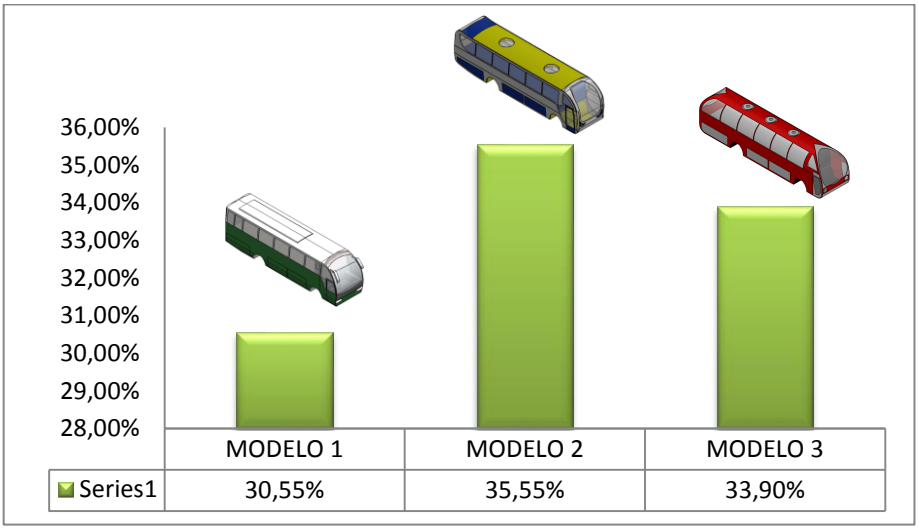


Figura 3.9. Preferencia del techo de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores

Pregunta 4. En los siguientes factores estéticos, califique a cada uno de los modelos con valores del 1 al 5, siendo 1 lo más bajo y 5 lo más alto en relación a cada aspecto.

a.- Visibilidad del panorama de los pasajeros al usar el transporte.

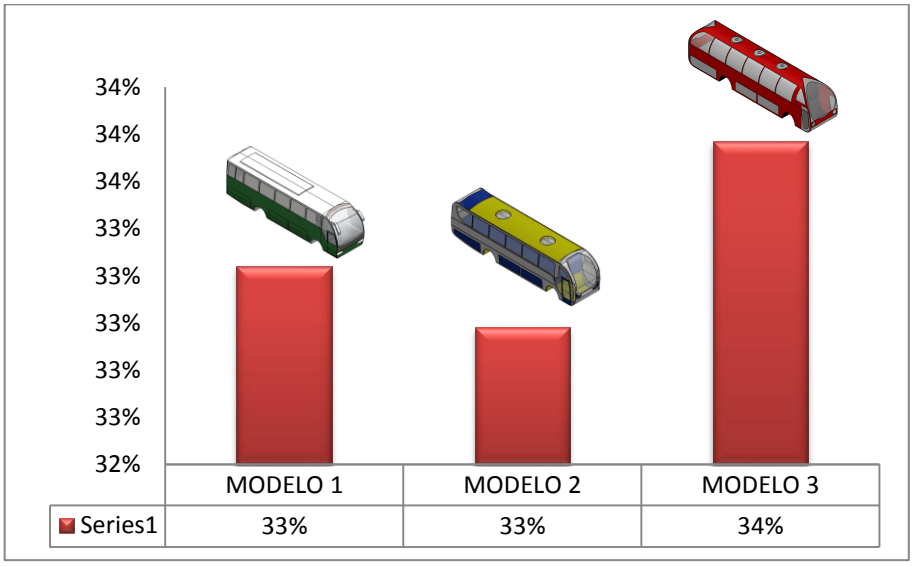


Figura 3.10. Visibilidad panorámica de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

b.- Seguridad al usar el transporte.

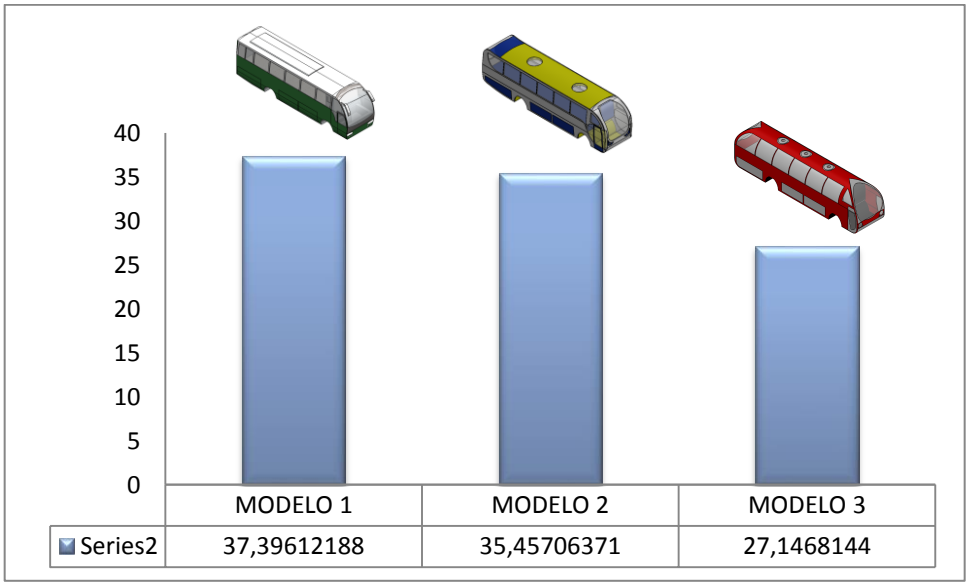


Figura 3.11. Seguridad de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

c.- Ventilación y circulación del aire al interior del bus.

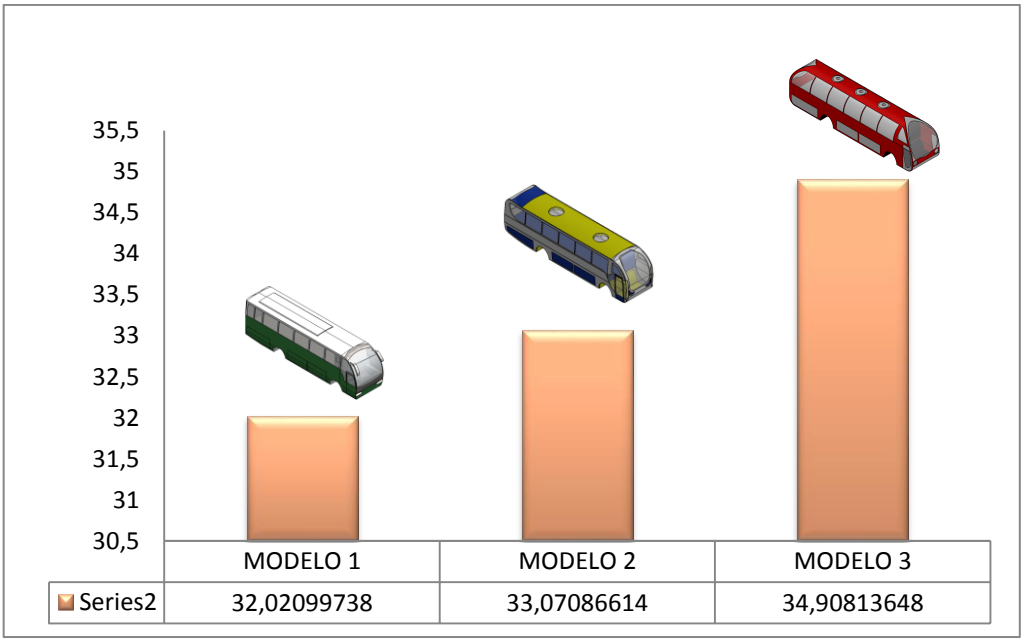


Figura 3.12. Ventilación y circulación del aire de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

d.- Comodidad aparente de los pasajeros.

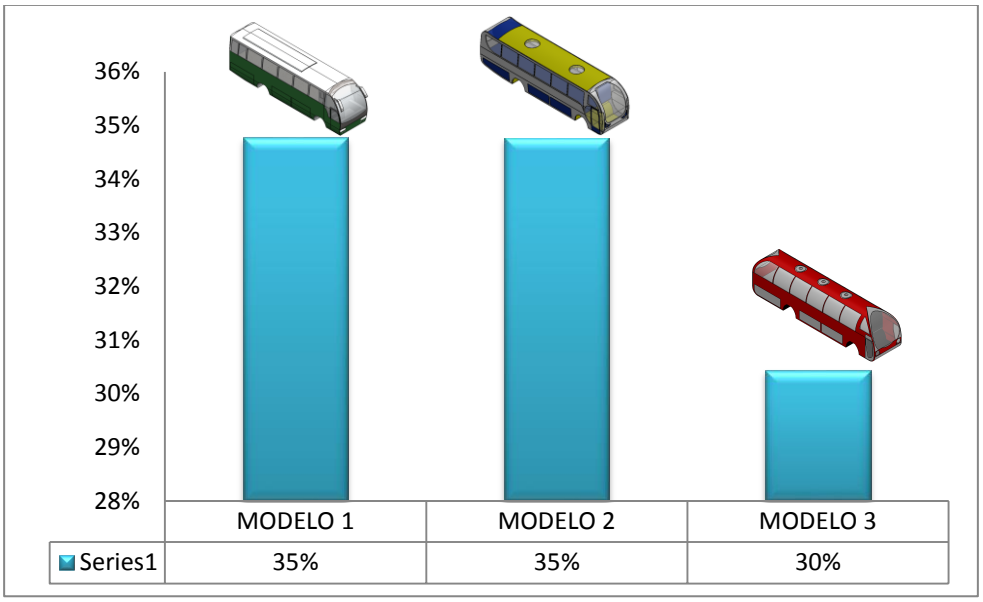


Figura 3.13. Comodidad de los pasajeros de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

Pregunta 5. Ordene los modelos de acuerdo a su agrado.

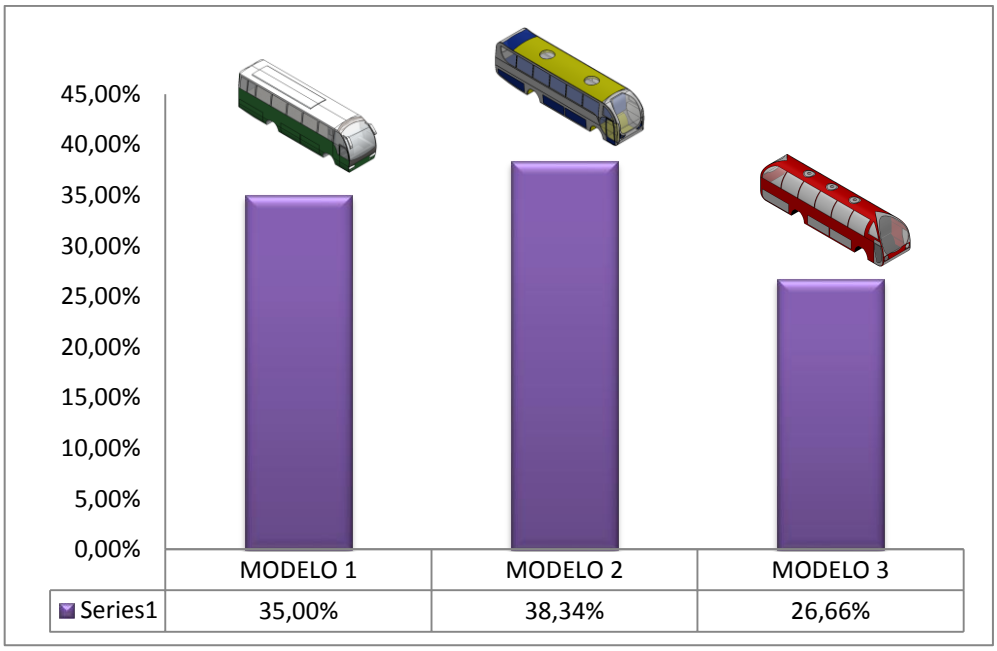


Figura 3.14. Preferencia de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

3.3.4.2 ASPECTOS TÉCNICOS

A. MANUFACTURA

En las siguientes cualidades referentes a la construcción de los buses, califique a cada uno de los modelos con valores del 1 al 5, siendo 1 lo más bajo y 5 lo más alto en relación a cada aspecto.

1.- Dificultad de construcción.

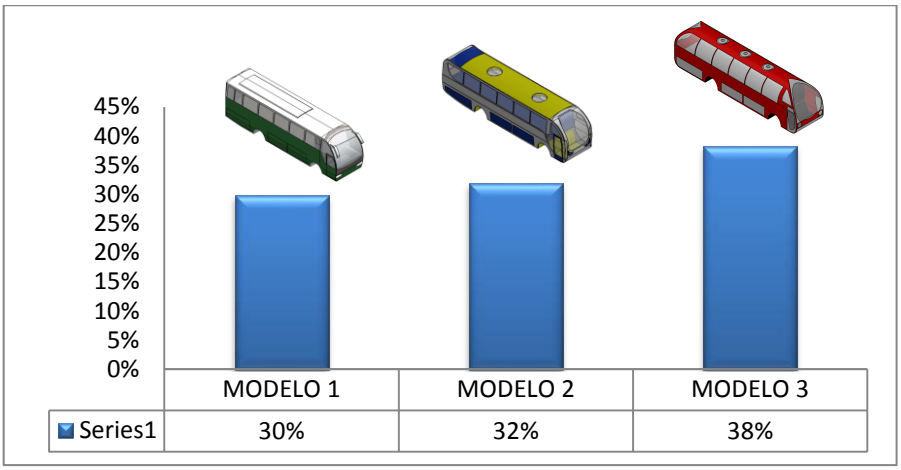


Figura 3.15. Dificultad de construcción de las propuestas. **Fuente.** Los Autores.

2.- Tiempo de construcción.

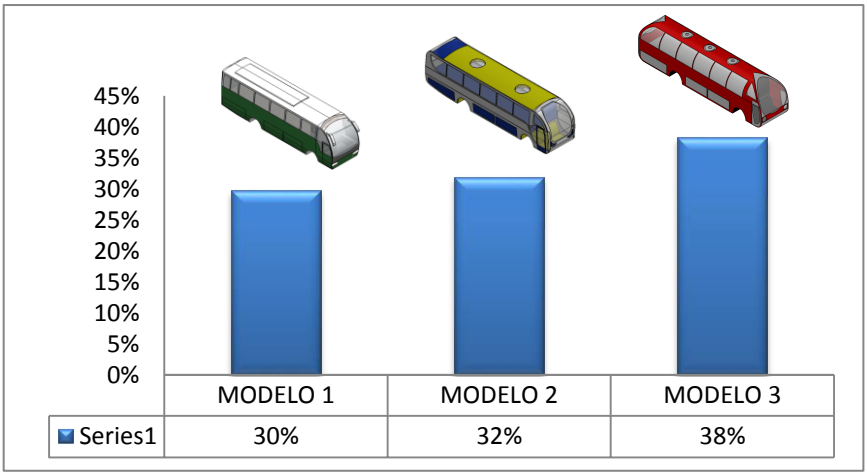


Figura 3.16. Menor Tiempo de construcción de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

3.- Costo aproximado de construcción.

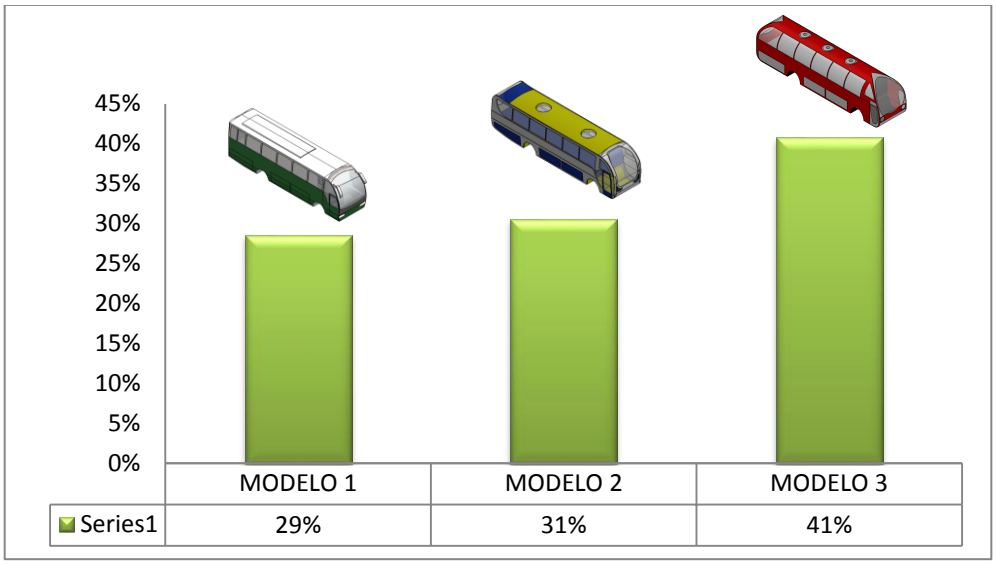


Figura 3.17. Mayor costo de construcción de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

4.- Demanda de conocimientos técnicos para construir.

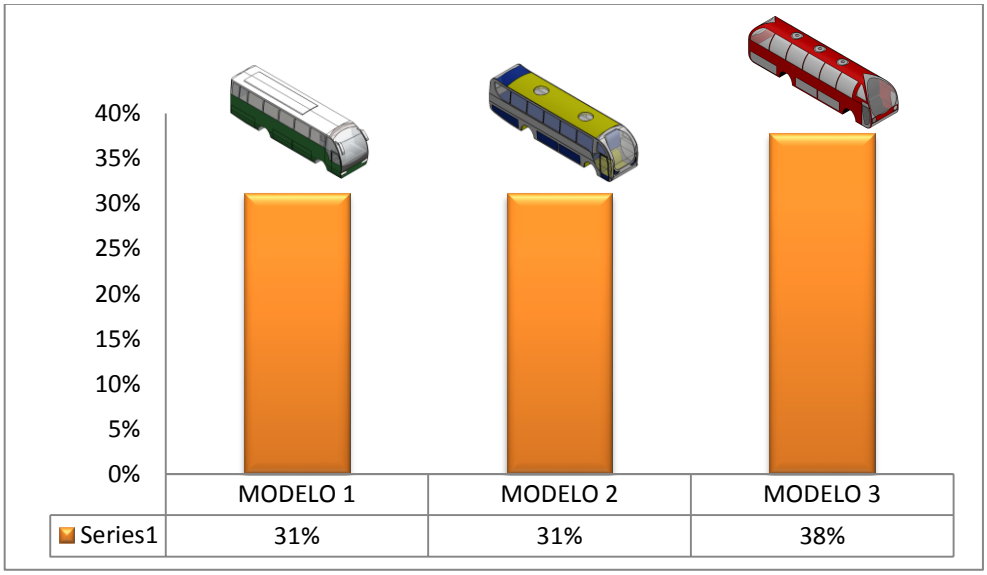


Figura 3.18. Demanda de conocimientos técnicos. **Fuente.** Los Autores.

5.- Necesidad de herramientas especiales para construir.

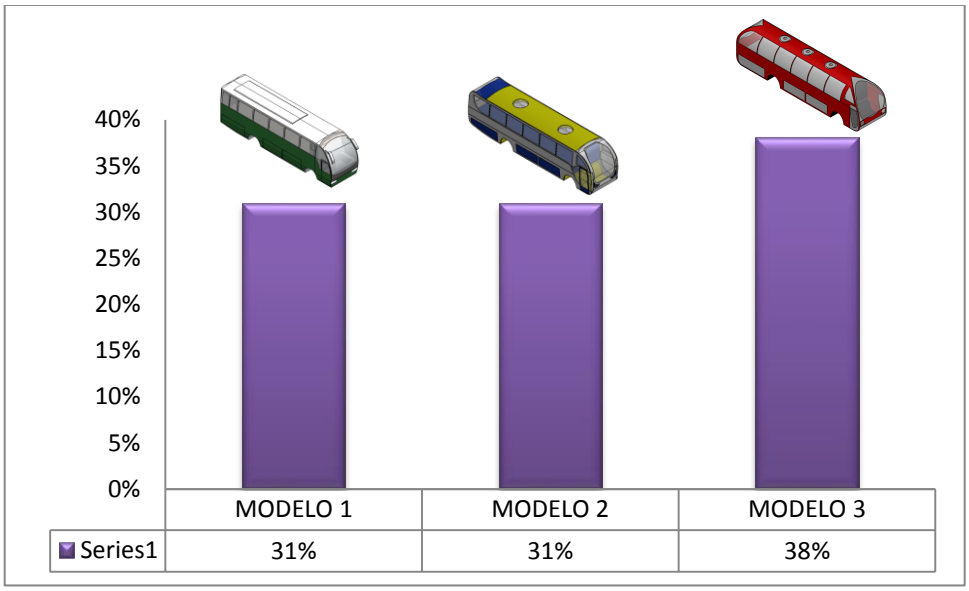


Figura 3.19. Necesidad de herramientas para construir las propuestas estéticas.

Fuente. Los Autores.

6.- Viabilidad de construcción.

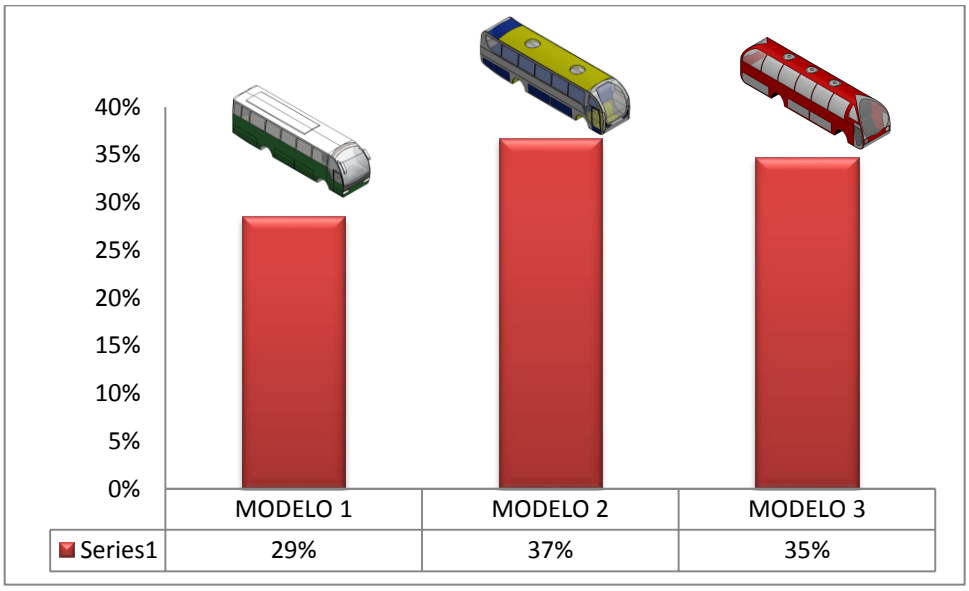


Figura 3.20. Viabilidad de construcción de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

B. ADAPTABILIDAD DE CIRCULACIÓN AERODINÁMICA

Califique las cualidades referentes a la adaptabilidad al tráfico de los buses, con valores del 1 al 5, en afinidad a cada aspecto.

1.- Visibilidad Frontal del conductor.

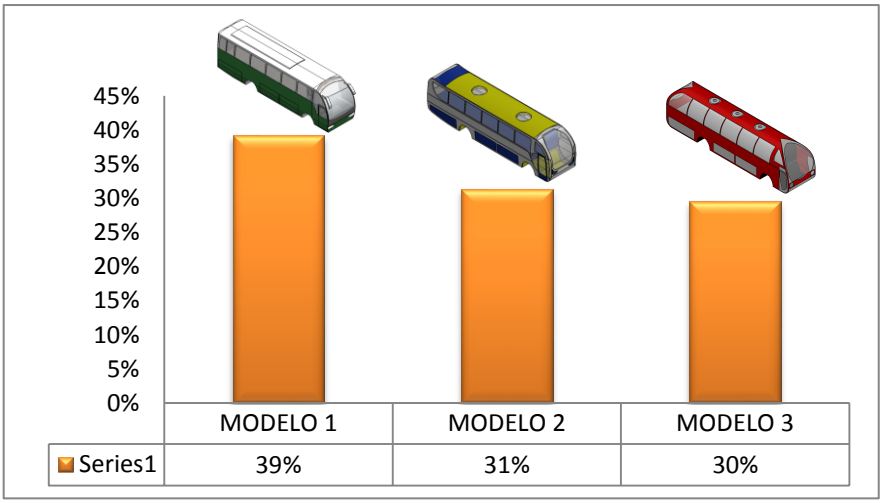


Figura 3.21. Visibilidad frontal del conductor de las propuestas estéticas. **Fuente.** Los Autores.

2.- Visibilidad lateral del conductor.

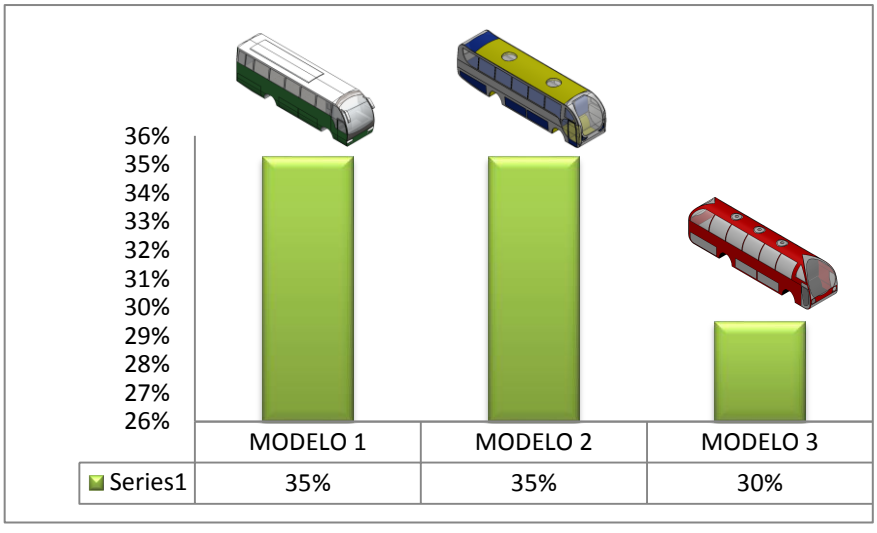


Figura 3.22. Visibilidad lateral del conductor. **Fuente.** Los Autores.

3.- Mejor maniobrabilidad de circulación bajo la lluvia

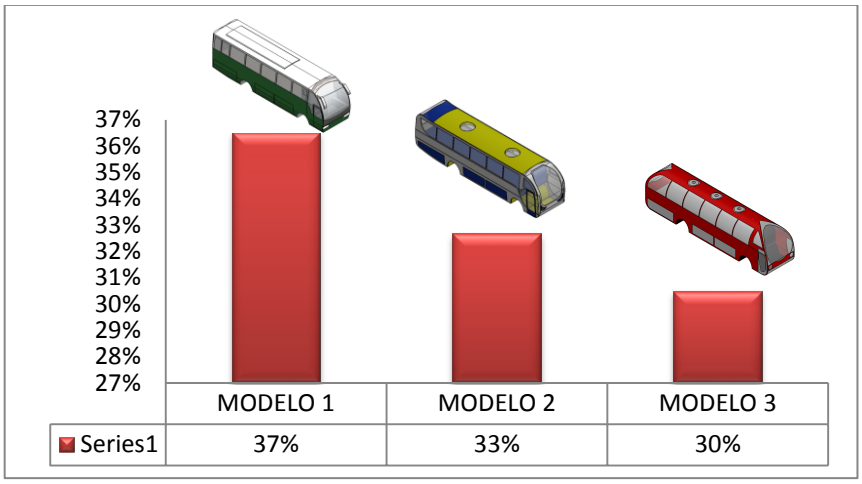


Figura 3.23. Maniobrabilidad de circulación bajo la lluvia. **Fuente.** Los Autores.

C. SEGURIDAD

Califique las cualidades referentes a la respuesta de los buses frente a una colisión o accidente, con valores del 1 al 5, en afinidad a cada aspecto.

1.- Atenuación de fuerzas del impacto frontales.

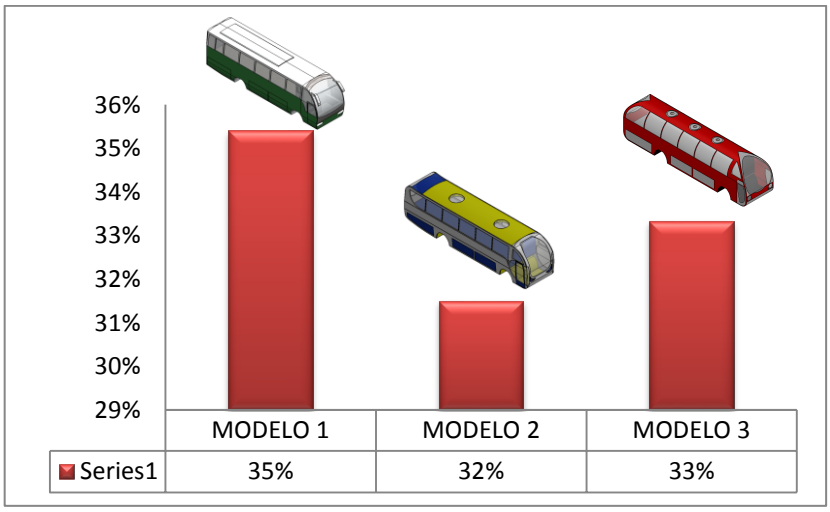


Figura 3.24. Atenuación de fuerzas de impacto frontales. **Fuente.** Los Autores

2.- Atenuación de fuerzas del impacto laterales.

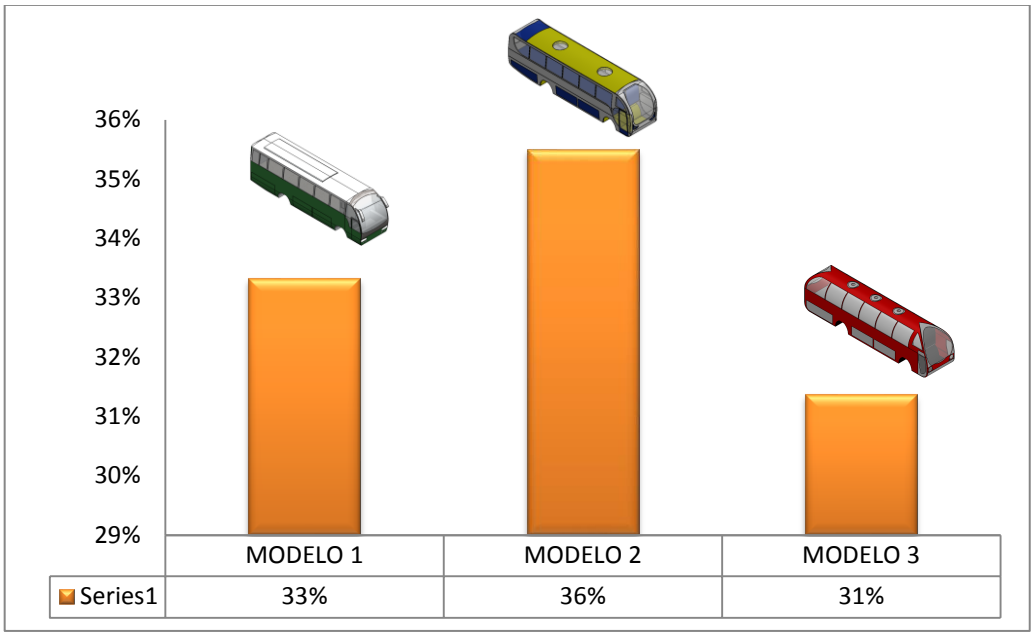


Figura 3.25. Atenuación de fuerzas de impacto laterales. **Fuente.** Los Autores.

3.- Resistencia y oposición frente a un volcamiento

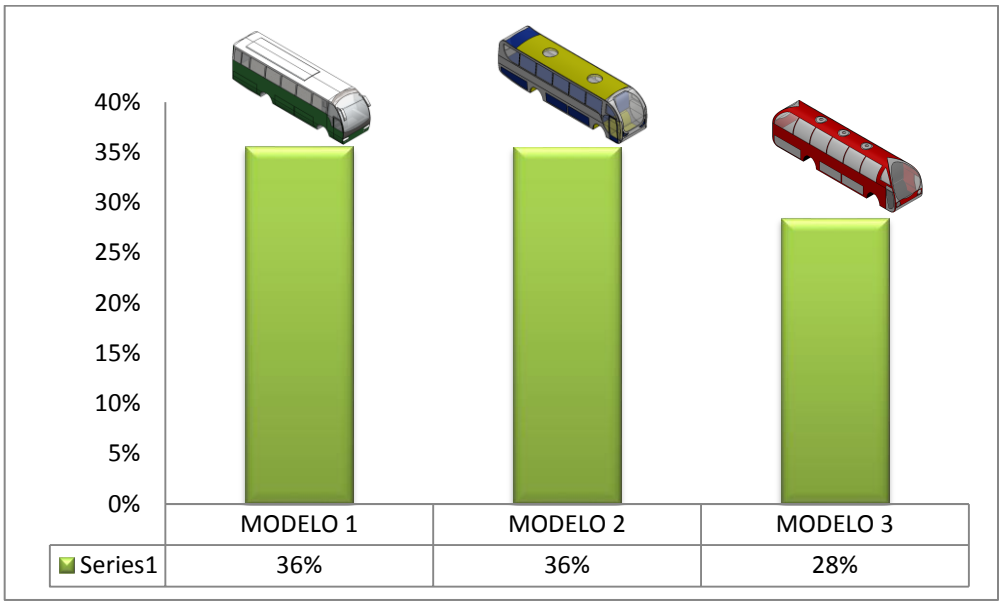


Figura 3.26. Resistencia y oposición frente a un volcamiento. **Fuente.** Los Autores.

4.- Facilidad de escape frente a una emergencia.

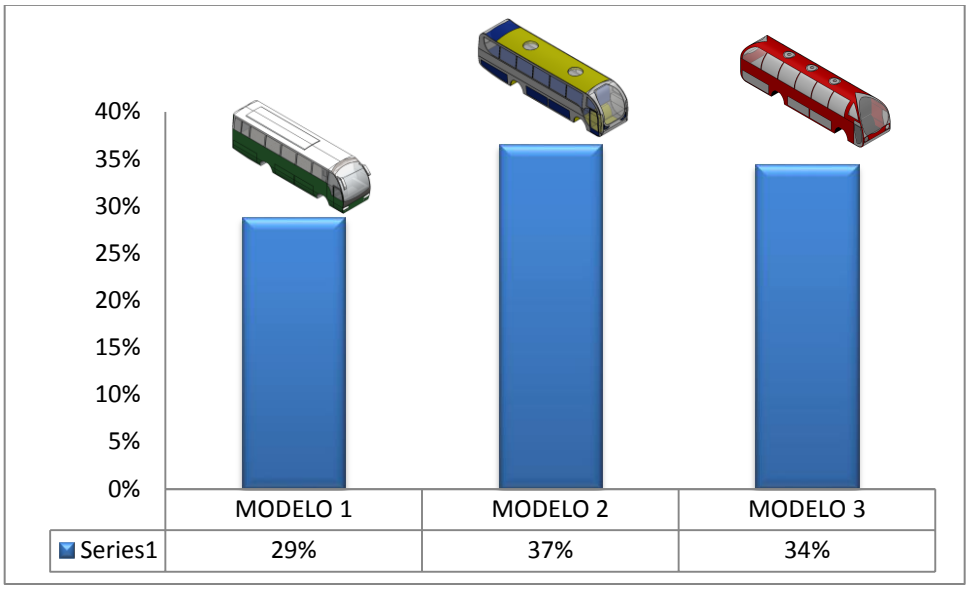


Figura 3.27. Facilidad de escape frente a una emergencia. **Fuente.** Los Autores.

3.3.5 PRIORIZACIÓN

A continuación se puede encontrar una tabla de priorización de los modelos, donde se toman en consideración varios aspectos técnicos y estéticos en base a las encuestas realizadas, análisis aerodinámico, consideraciones constructivas y criterios de diseño; para escoger el modelo más acorde con las necesidades del bus de servicio interprovincial.

Dentro de la tabla se calificara a los diferentes aspectos de 1 a 3, siendo 1 la calificación más baja y tres la más alta. El modelo que sume la mayor cantidad en puntuación será el elegido para iniciar la propuesta estructural, misma que tendrá que cumplir las clausulas emitidas por la normativa referente INEN 1323.

Tabla 3.6. Tabla de priorización. **Fuente.** Los Autores.

CARACTERÍSTICAS	MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3
Diseño Innovador	1	2	3
Diseño seguro	3	2	1
Adaptabilidad al trafico	2	3	1
Menor tiempo de construcción	2	3	1
Menor costo de construcción	3	2	1
Viabilidad de construcción	2	3	1
Exigencias de construcción	3	2	1
Facilidad de escape	1	2	3
Prestaciones en carretera	1	2	3
Visibilidad del conductor	1	2	3
Resistencia a impactos	3	2	1
Resistencia al aire frontal	1	3	2
Aceptación de los usuarios	1	3	2
Aceptación de los autores	2	3	1
Consumo de combustible	1	2	3
TOTAL	**27**	**36**	**27**

3.3.6 SELECCIÓN DEL ELEMENTO

Como se puede apreciar en la tabla anterior, el modelo que presenta en conjunto una mejor opción es el diseño número dos, por lo tanto es este el modelo de autobús que se propondrá a continuación según la normativa INEN 1323.

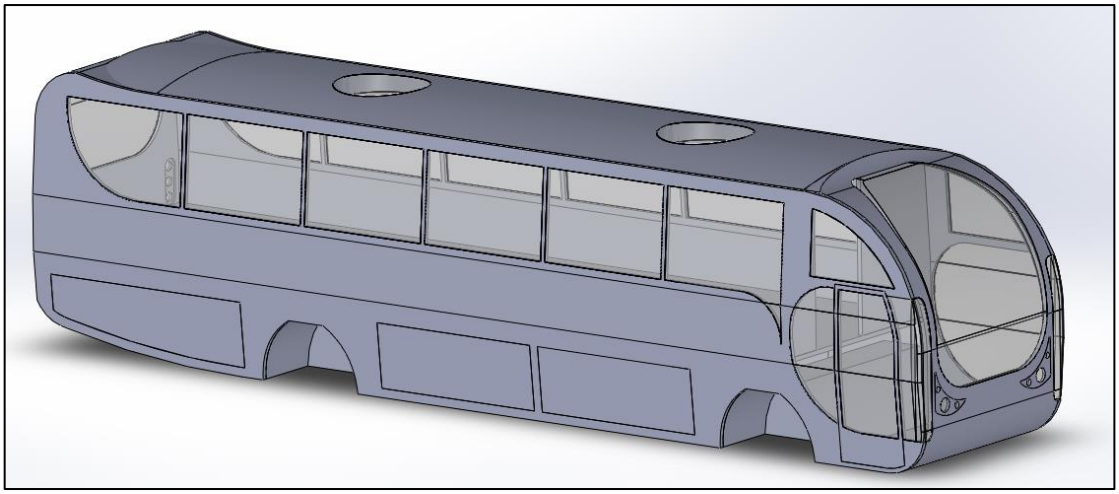


Figura 3.28. Modelo elegido como propuesta de diseño estructural. **Fuente.** Los Autores

3.3.7 CARACTERÍSTICAS DEL MODELO ELEGIDO.

En la siguiente tabla se encuentra las características del modelo que se escogió para la nueva propuesta de diseño estructural.

Tabla 3.7. Características dinámicas de la propuesta. **Fuente.** Los Autores.

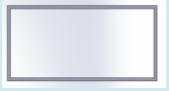
ITEM	VALOR
Chasis	HINO AK-8JRSA
Material estructural	Tubos de acero ASTM A-36
Sección estructural	Redonda
Dispersión del aire	Regular
Dimensiones generales	11250m *x* 3000m *x* 2925m
Peso	95601,393 N
Área frontal del bus en m^2	6,7106 m^2
Coeficiente aerodinámico	0,7611

3.4 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

3.4.1 SELECCIÓN DE MATERIALES

A continuación se muestran los materiales elegidos para dar a la estructura propuesta las características requeridas de resistencia y atenuación de fuerzas de impacto.

Tabla 3.8. Materiales y perfiles de la estructura propuesta. **Fuente.** Catálogo de productos NOVACERO.

Material de Fabricación	**Gráfico**	**Aplicación en la Carrocería**	**Norma de Fabricación**
Tubos Acero Galvanizado	Cuadrado 	Se utiliza para los largueros del piso, ventanas, tubos de refuerzo lateral	INEN 2415 ACERO ESTRUCTURAL ASTM – A36
	Circular 	Utilizado en la estructura exterior de la carrocería con el fin de soportar y atenuar los efectos de una colisión.	
	Rectangular 	Se utiliza para los largueros del piso, ventanas, tubos de refuerzo lateral	
Perfiles Acero Galvanizado	Perfiles en L 	Se utiliza para los ángulos del piso, parte inferior.	INEN 1623 ACERO ESTRUCTURAL ASTM – A36
	Perfiles en U 	Usados en el chasis del vehículo. Se colocan como soportes laterales de la estructura.	
	Perfiles en T 	Soportes inferiores de la carrocería en el alojamiento de las ruedas	

3.4.2 UNIONES

Determinado el modelo que cumple con los parámetros requeridos para su construcción, se procede al análisis de los tipos de uniones más críticas dentro de la estructura, en las cuales existen distintos tipos de perfiles y cambios de sección.

La fuerza actuante sobre las uniones a analizarse es la carga de giro determinada en el capítulo 2.

Tabla 3.9. Valor de la carga de giro. **Fuente.** Los Autores

ITEM	VALOR
Carga de Giro	**25198,67N**

- **TIPOS DE UNIONES**

Los tipos de uniones a analizarse partirán de un modelo de abrazadera diseñada para unir perfiles con secciones diferentes que no pueden ser soldadas entre sí. De la misma abrazadera se estudiara su comportamiento en dos casos, haciendo uso de la unión con soldadura y de la unión con pernos-soldadura.

A. UNIONES SOLDADAS

a) Unión 1

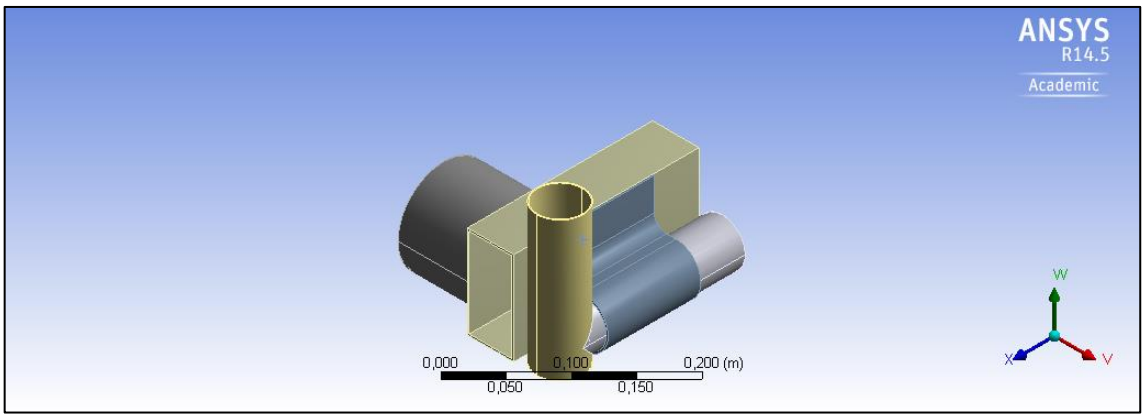


Figura 3.29. Unión fija tipo abrazadera soldada. **Fuente.** Los autores

Tabla 3.10. Resultados unión soldada 1 frente a cargas de giro. **Fuente.** Los Autores

UNIÓN 1 APLICADA LA CARGA DE GIRO
A continuación se presenta la dirección, posición y magnitud de la carga de giro aplicada al tipo de unión correspondiente

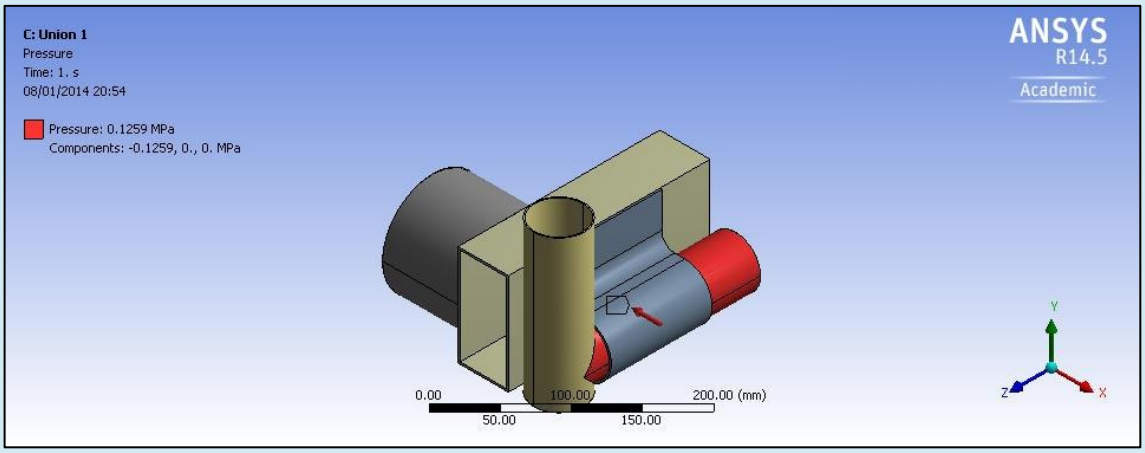



Figura 3.30. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores
En la gráfica 3.31 Se determina la deformación total frente a la carga de giro de la estructura con una deformación máxima de 0.56109 mm en el tubo frontal.

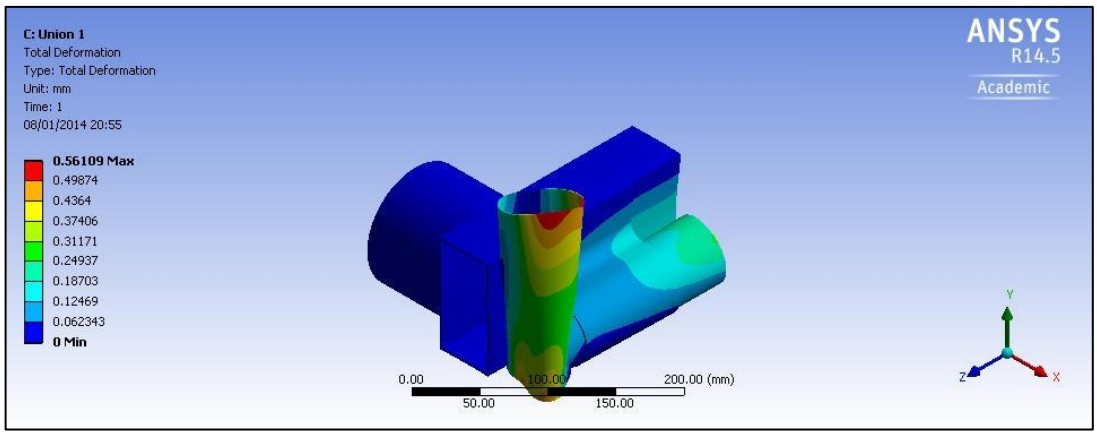



Figura 3.31. Deformación en la unión. **Fuente.** Los Autores

Como indica la gráfica 3.32 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de giro de la estructura donde el máximo esfuerzo de 630.63 MPa en la unión entre el tubo lateral y el tubo frontal.

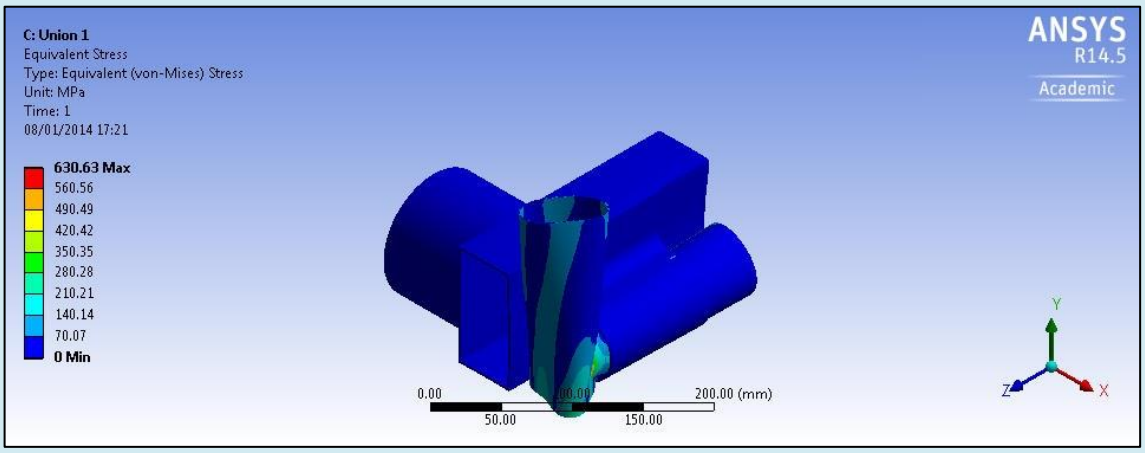


Figura 3.32. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.33 el factor de seguridad frente a la carga de giro de la estructura donde lo mínimo se da en la unión entre tubo lateral y frontal con un valor de 0,39643.

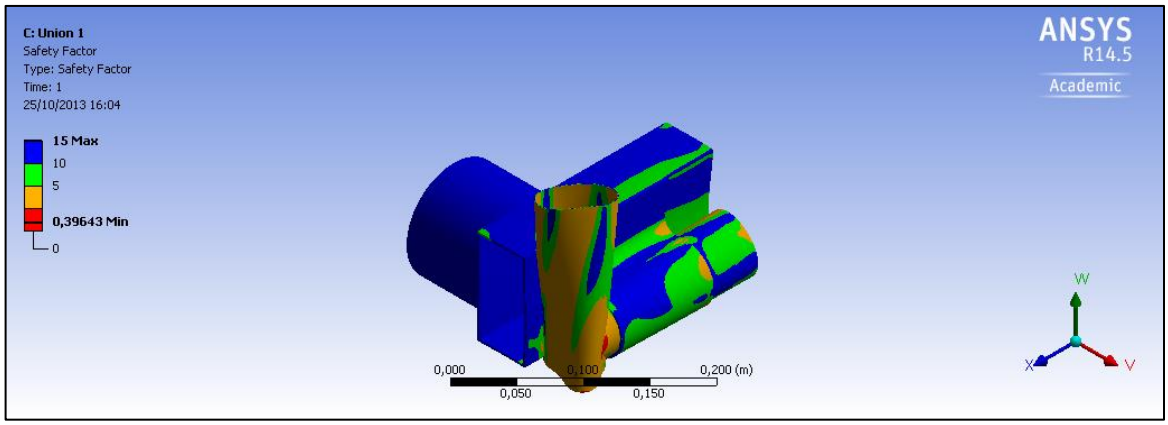


Figura 3.33. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.34 se tiene el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo se da en la unión soldada del tubo frontal con el tubo lateral con un valor de 0.13669

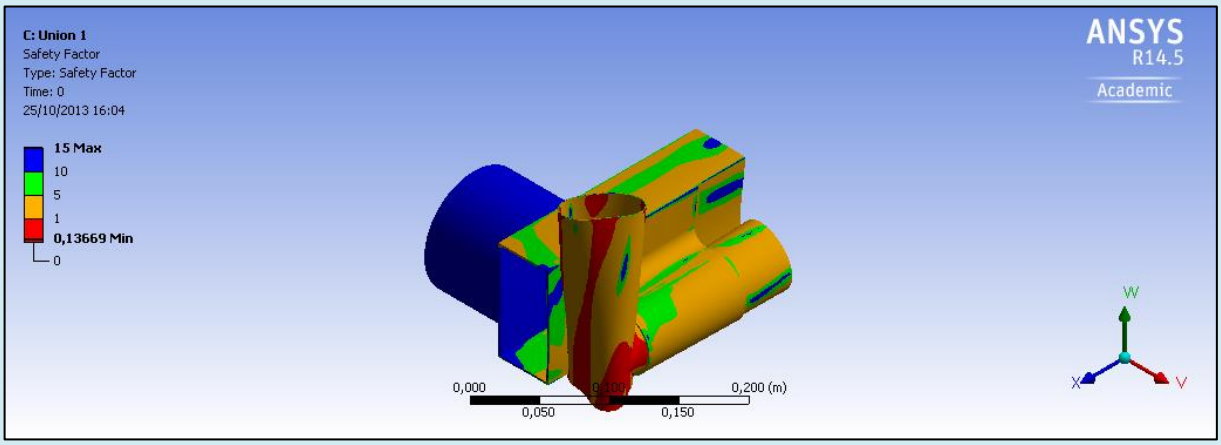


Figura 3.34. Factor de seguridad de la unión. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de von Mises máximo**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
0.56109 mm	630.63 MPa	Mín.: 0,39643 Máx.: 15	Mín.: 0,13669 Máx.: 15

ANÁLISIS

Al aplicar la carga se puede observar que los puntos críticos se dan en las uniones soldadas, en el caso de la deformación máxima la abrazadera tiene un comportamiento normal ante la deformación del tubo, en el caso del esfuerzo de von mises la unión no presenta mayor riesgo de que la unión llegue al límite de la fluencia, el factor de seguridad tiene un valor constante, sin embrago en el cambio de dirección de la sección se observa un valor mínimo de 5 (cuyo valor se mantiene alto) y con respecto al factor de fatiga la unión no corre riesgo de correr una fractura debido al valor alto que presenta.

b) Unión 2

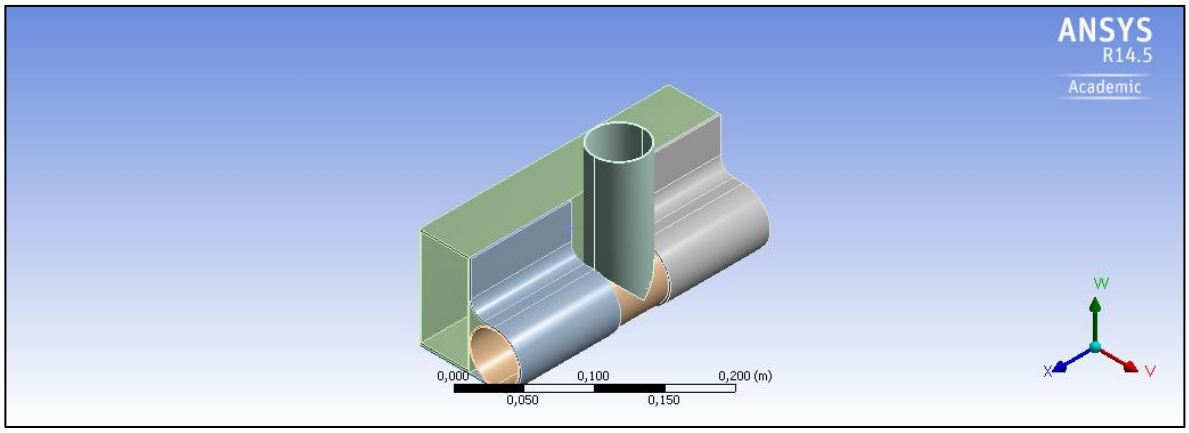


Figura 3.35. Unión fija tipo abrazadera soldada. **Fuente.** Los autores

Tabla 3.11. Resultados unión soldada 2 frente a cargas de giro. **Fuente.** Los autores

UNIÓN 2 **APLICADA LA CARGA DE GIRO**
A continuación se observa la dirección, posición y magnitud de la carga de giro aplicada al tipo de unión correspondiente

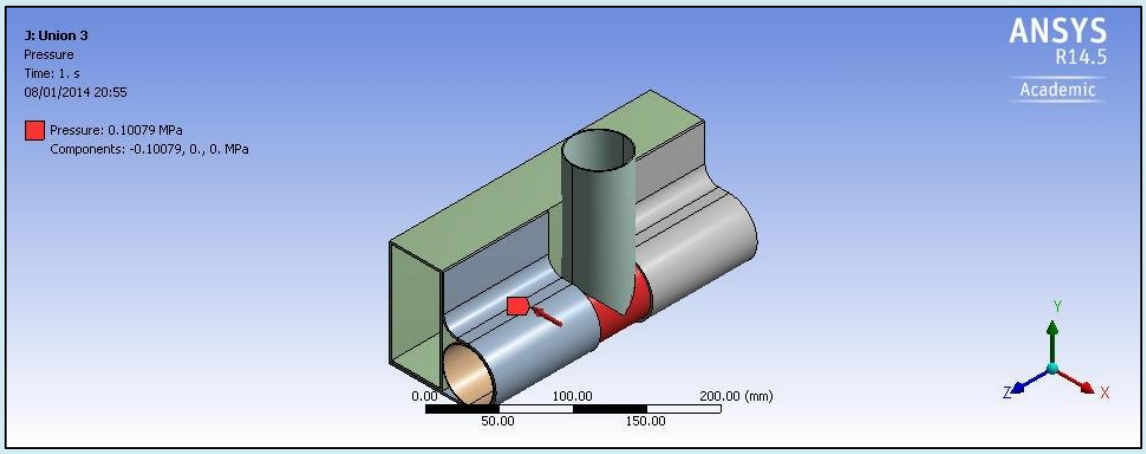


Figura 3.36. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se puede apreciar en la gráfica 3.37 la deformación total frente a la carga de giro de la estructura con una deformación máxima de 5.0066 e^{-5} mm en la viga lateral

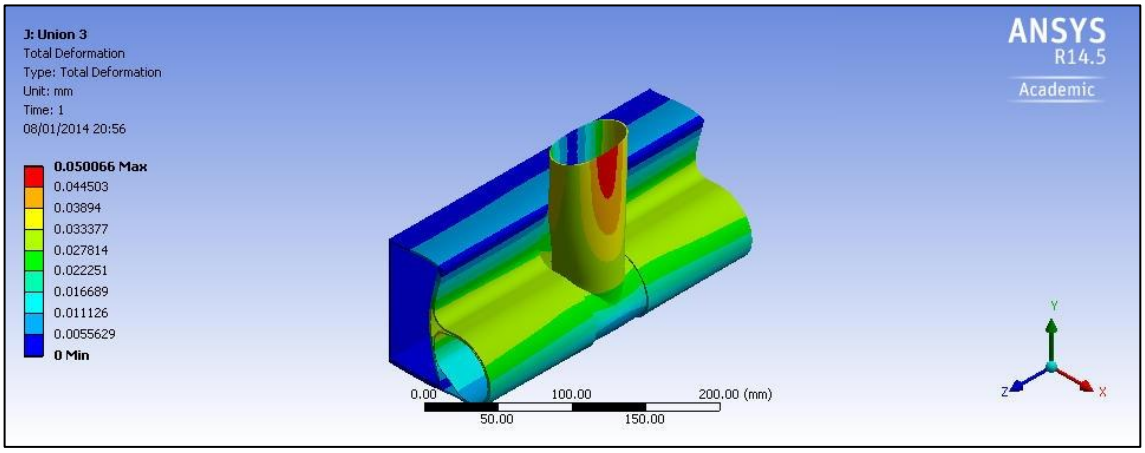


Figura 3.37. Deformación en la unión. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.38 se indica el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de giro de la estructura donde el máximo esfuerzo de 24.67 MPa en la unión entre el tubo lateral y la viga lateral.

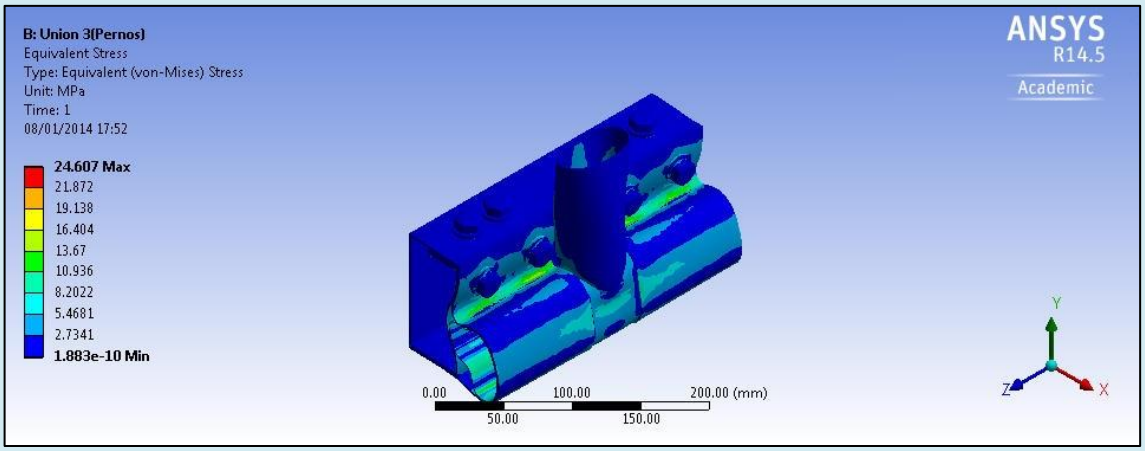


Figura 3.38. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Se tiene en la gráfica 3.39 el factor de seguridad frente a la carga de giro de la estructura donde se observa un valor máximo constante con excepción en algunos pequeños puntos.

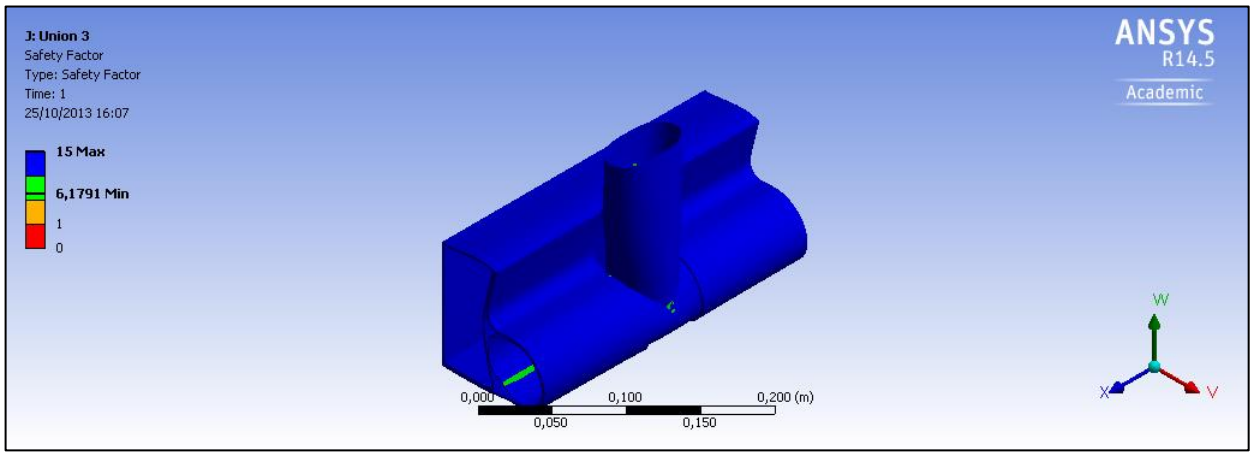


Figura 3.39. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Se muestra en la gráfica 3.40 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo se da en la unión del tubo lateral con la viga lateral con un valor de 2.1306

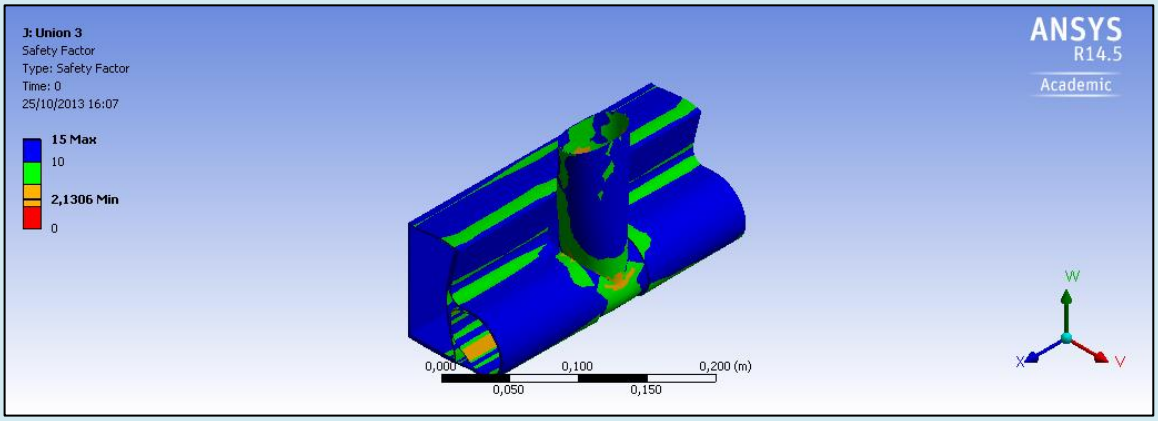


Figura 3.40. Factor de seguridad de la unión. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS			
Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de von Mises máximo**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
0.050066 mm	24.607 MPa	Mín.: 1 Máx.: 15	Mín.: 2.1306 Máx.: 15
ANÁLISIS			
En este tipo de unión, se observa que la máxima deformación no se presenta dentro de la abrazadera diseñada, con respecto al esfuerzo de von mises en la abrazadera no existe riesgo de que alcance valores críticos, el factor de seguridad muestra un valor constante y en el caso del factor e seguridad de fatiga se presenta un valor mínimo de 10 en el cambio de dirección de la sección de la abrazadera, el cuál no implica riesgo de fractura debido a su valor alto.			

c) Unión 3

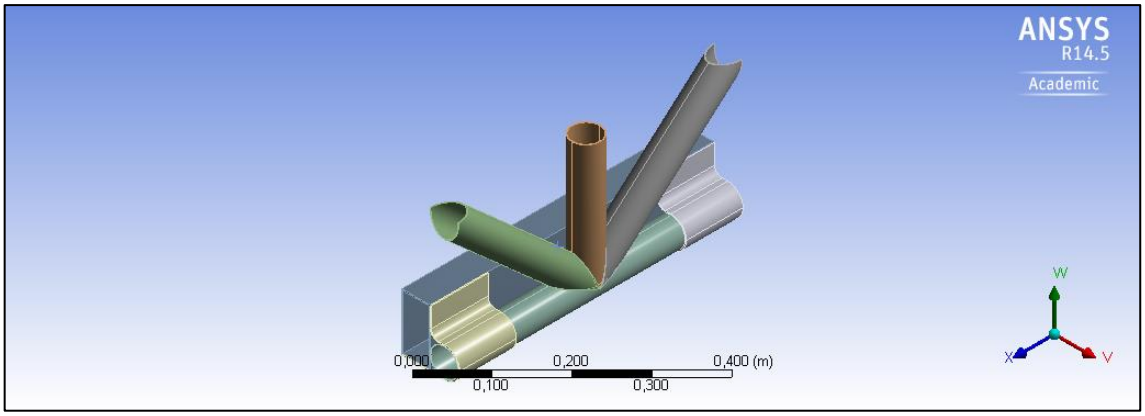


Figura 3.41. Unión fija tipo abrazadera soldada. **Fuente.** Los autores

Tabla 3.12. Resultados unión soldada 3 frente a cargas de giro. **Fuente.** Los autores

UNIÓN 3 APLICADA LA CARGA DE GIRO
A continuación se indica la dirección, posición y magnitud de la carga de giro aplicada al tipo de unión correspondiente

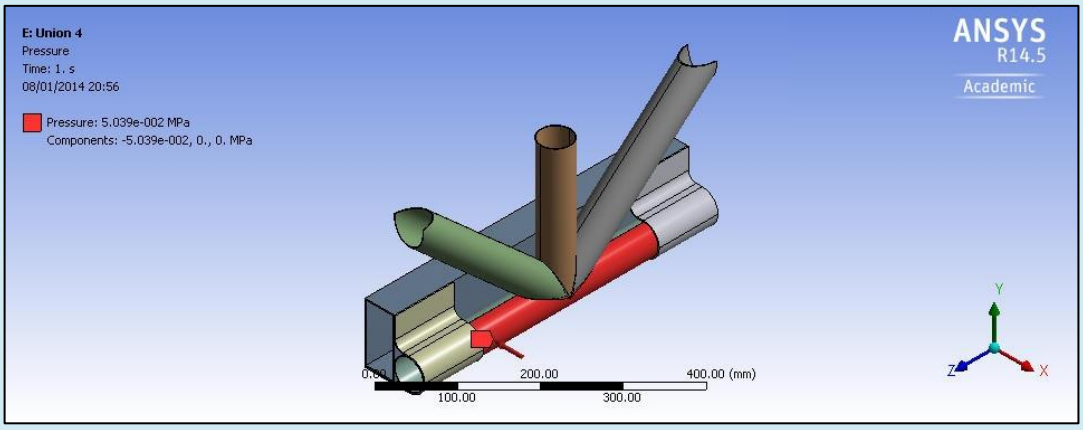



Figura 3.42. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores
En la gráfica 3.43 se determina la deformación total frente a la carga de giro de la estructura con una deformación máxima de 0.026269 mm en el tubo lateral.

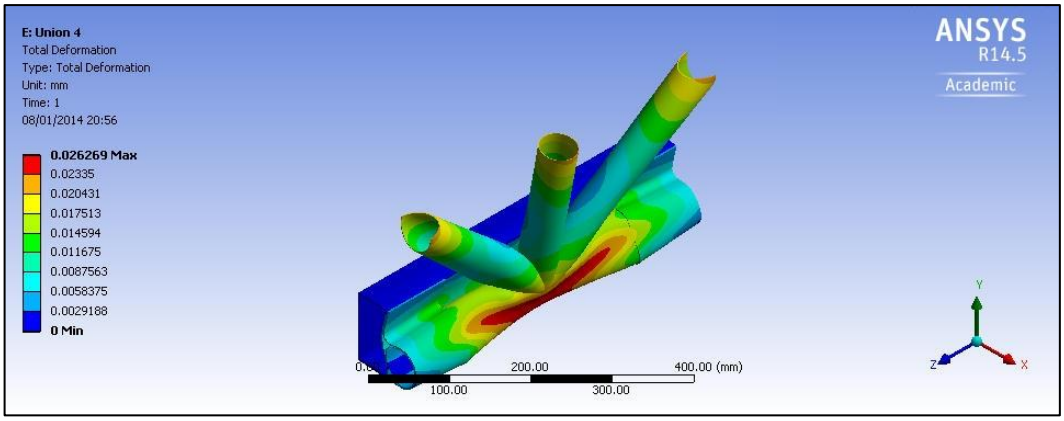



Figura 3.43. Deformación en la unión. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.44 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de giro de la estructura donde el máximo esfuerzo de 25.50 MPa en el tubo lateral

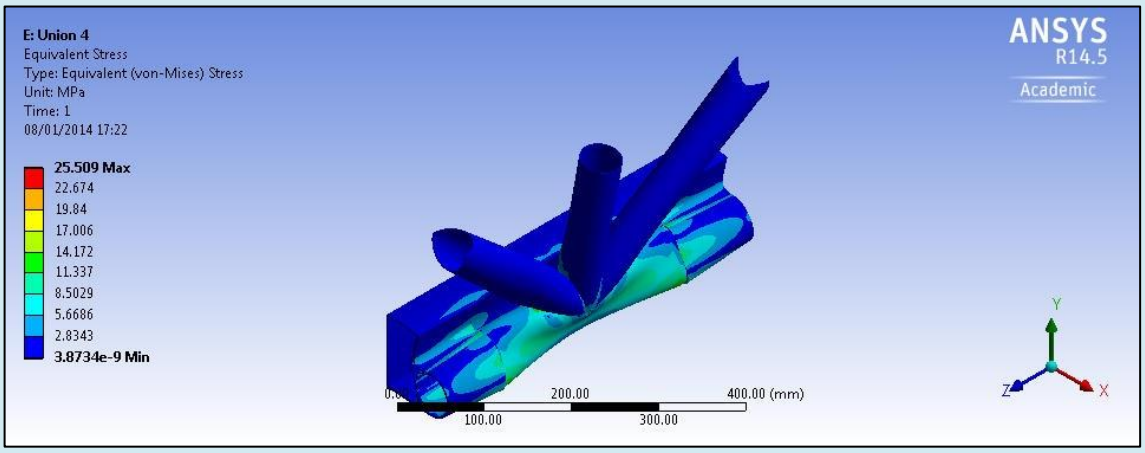


Figura 3.44. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Se muestra en la gráfica 3.45 el factor de seguridad frente a la carga de giro de la estructura donde se tiene un valor máximo constante en la unión,

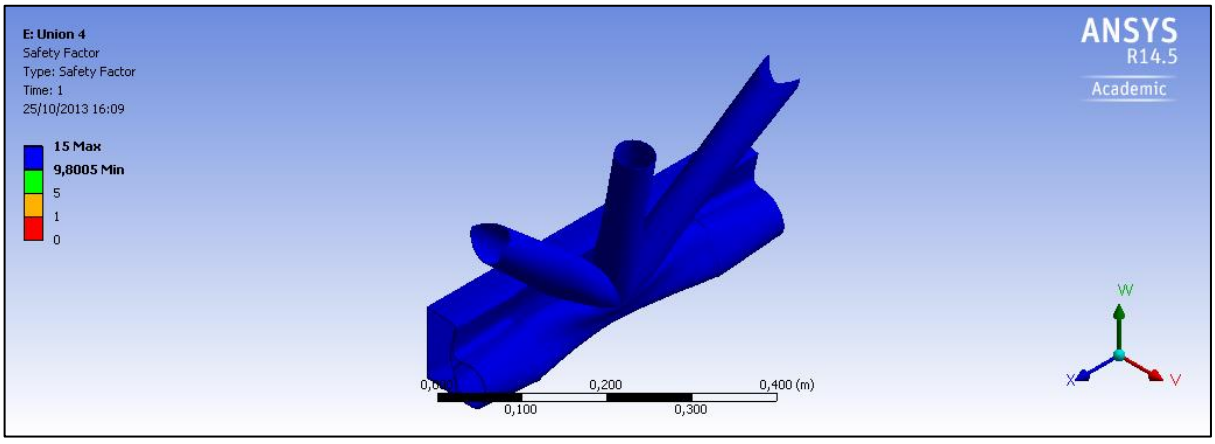


Figura 3.45. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.46 se tiene el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo se da en ciertas partes del tubo lateral con un valor de 3.3792

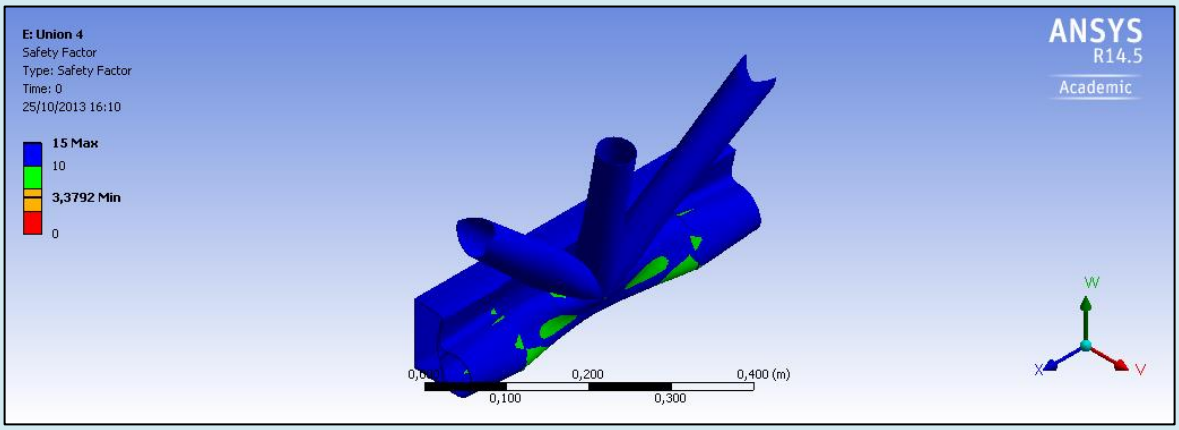


Figura 3.46. Factor de seguridad de la unión. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	Esfuerzo equivalente de von Mises máximo	Factor de seguridad a la carga.	Factor de Seguridad por fatiga.
0.026269 mm	25.509 MPa	Máx.: 15	Mín.: 3.3792 Máx.: 15

ANÁLISIS

En el tipo de unión analizada, la deformación máxima de ubica fuera de la abrazadera diseñada la cual no afecta al desempeño de la unión, en el esfuerzo equivalente de von mises la abrazadera se asemeja al comportamiento del resto de la unión sin presentar un valor máximo que llegue a un punto crítico, el factor de seguridad y el factor de seguridad de fatiga tienen un valor máximo en este tipo de unión.

B. UNIONES SUELDA-PERNOS

a) Unión 1

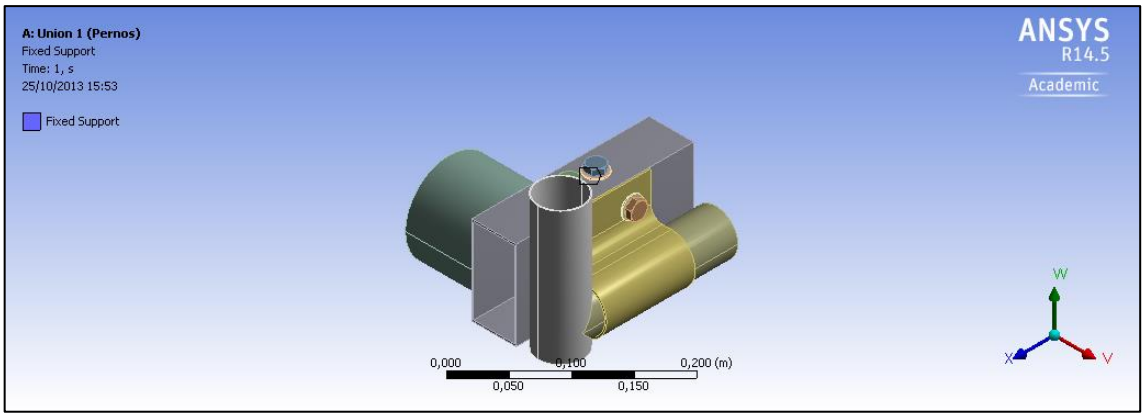


Figura 3.47. Unión fija tipo abrazadera suelda-pernos. **Fuente.** Los autores

Tabla 3.13. Resultados unión suelda -pernos 1 frente a cargas de giro.

Fuente. Los autores

UNIÓN 1 **APLICADA LA CARGA DE GIRO**
A continuación se aprecia la dirección, posición y magnitud de la carga de giro aplicada al tipo de unión correspondiente

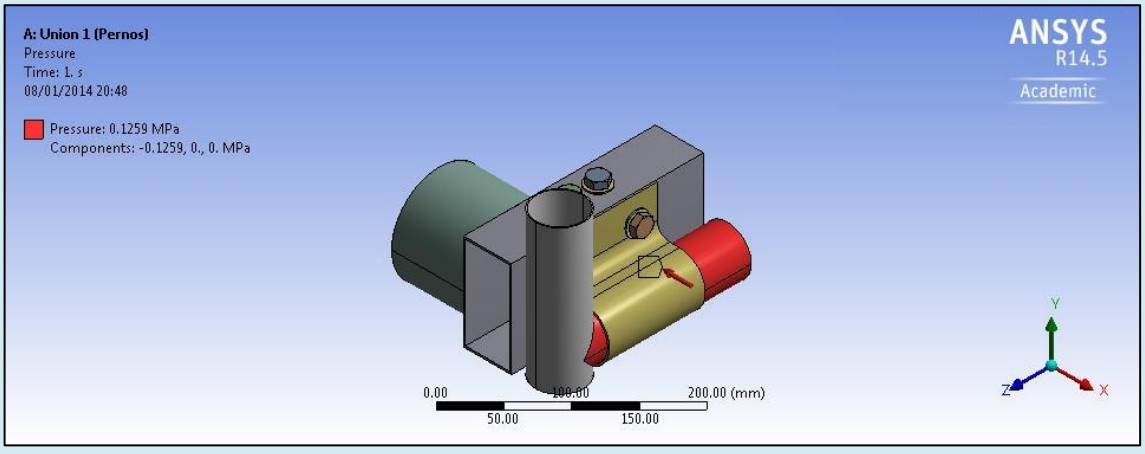


Figura 3.48. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se muestra en la gráfica 3.49 la deformación total frente a la carga de giro de la estructura con una deformación máxima de 0.086406 mm en ciertas partes del tubo frontal y del tubo lateral.

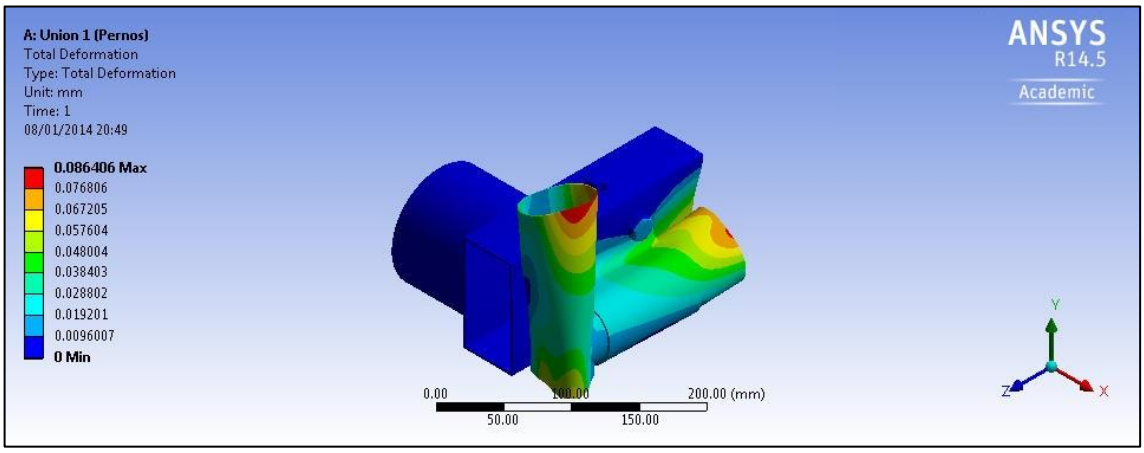


Figura 3.49. Deformación en la unión. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.50 se presenta el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de giro de la estructura donde el máximo esfuerzo de 135.44 MPa en la abrazadera.

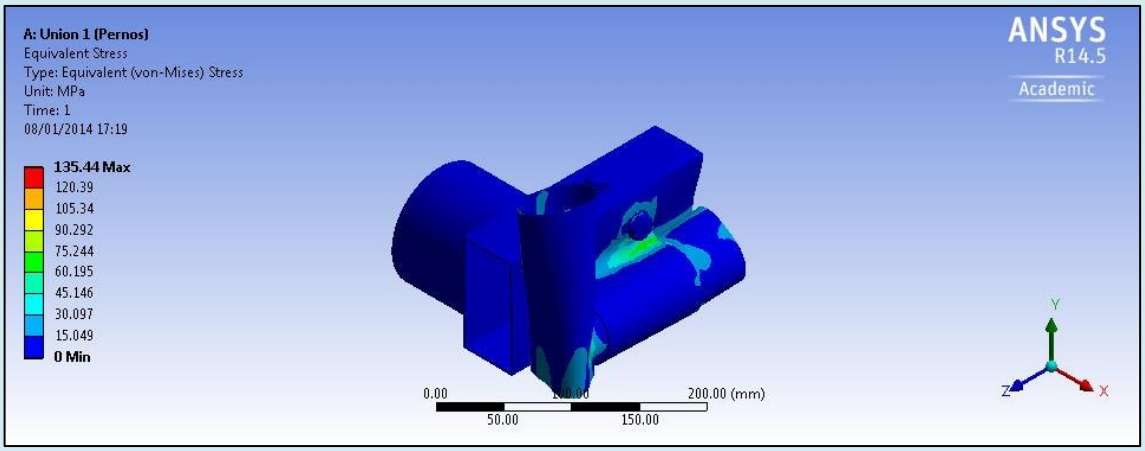


Figura 3.50. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.51 el factor de seguridad frente a la carga de giro de la estructura donde lo mínimo se da en la abrazadera con un valor de 1,8459.

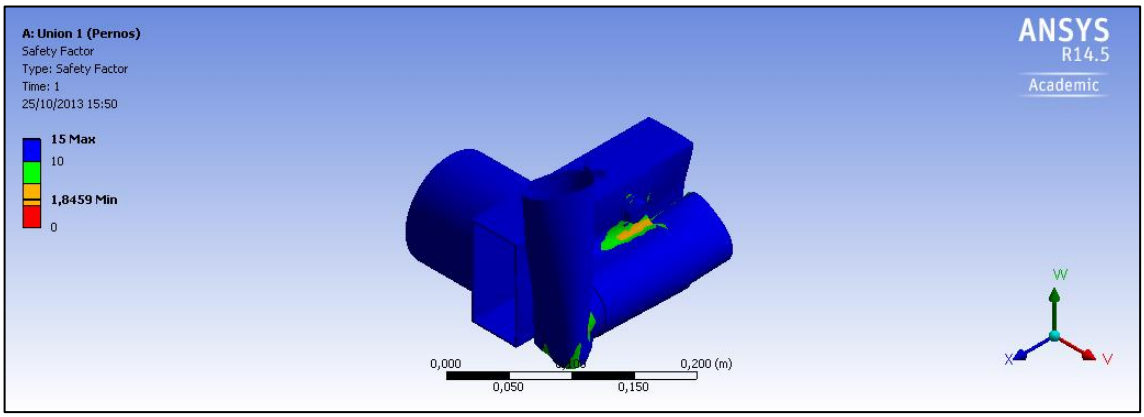


Figura 3.51. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.52 el factor de seguridad mínimo a la fatiga del material se da en 3.51 con un valor de 0,63645

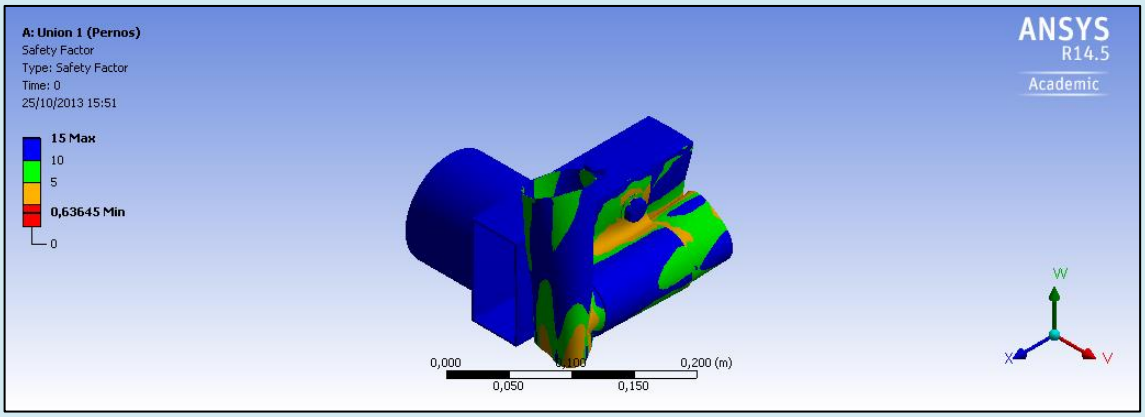


Figura 3.52. Factor de seguridad de la unión. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS			
Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de von Mises máximo**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
0.086406 mm	135.44 MPa	Mín.: 1,8459 Máx.: 15	Mín.: 0,636 Máx.: 15
ANÁLISIS			
Este tipo de unión empernada con la presencia de pernos hace que el valor de la deformación total baje respecto a la anterior, además en la abrazadera se observa que se concentra uno de los mayores valores del esfuerzo de von mises, sin llegar a valores críticos, algo parecido pasa con el valor de factor de seguridad y factor de seguridad por fatiga, en donde se observan los valores mínimos dentro de la abrazadera sin llegar a valores máximos.			

b) Unión 2

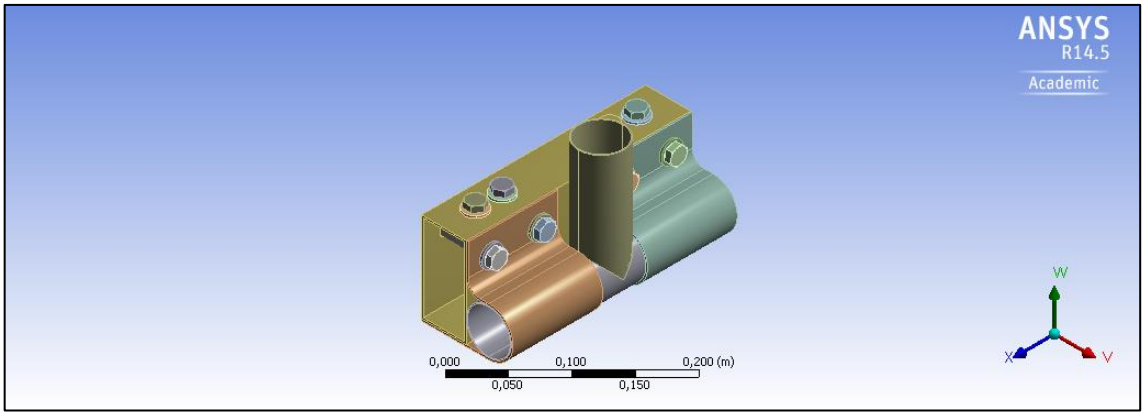


Figura 3.53. Unión fija tipo abrazadera suelda-pernos. **Fuente.** Los autores

Tabla 3.14. Resultados unión suelda -pernos 2 frente a cargas de giro. **Fuente.** Los autores

UNIÓN 2 APLICADA LA CARGA DE GIRO
A continuación se ubica la dirección, posición y magnitud de la carga de giro aplicada al tipo de unión correspondiente

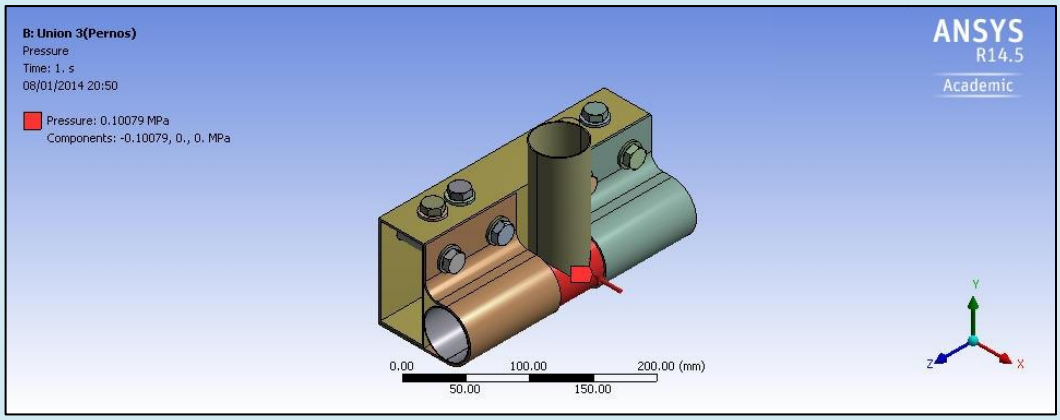



Figura 3.54. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores
En la gráfica 3.55 se observa la deformación total frente a la carga de giro de la estructura con una deformación máxima de 0.0099057 mm en el tubo lateral.

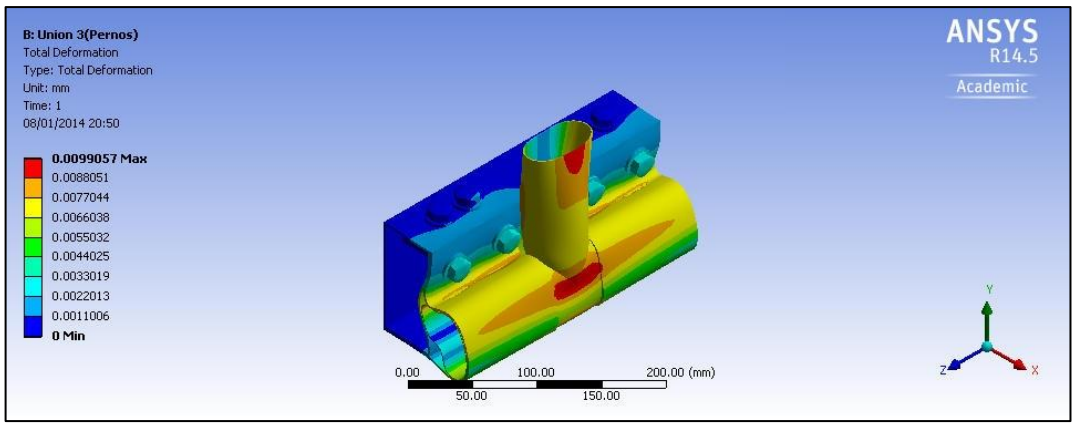



Figura 3.55. Deformación en la unión. **Fuente.** Los Autores

Se aprecia en la gráfica 3.56 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de giro de la estructura donde el máximo esfuerzo de 24.607 MPa en las abrazaderas.

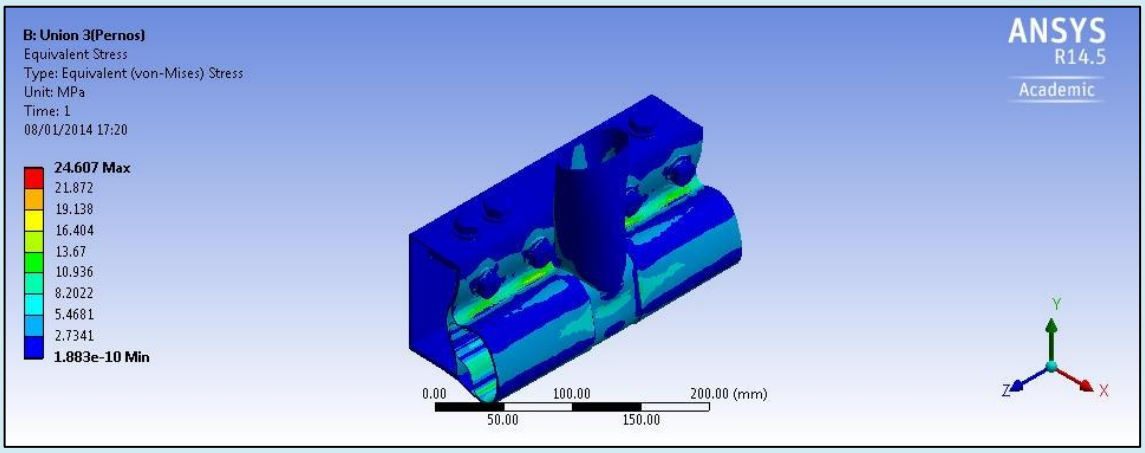


Figura 3.56. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.57 se indica el factor de seguridad frente a la carga de giro de la estructura, como muestra la gráfica el valor es alto 15.

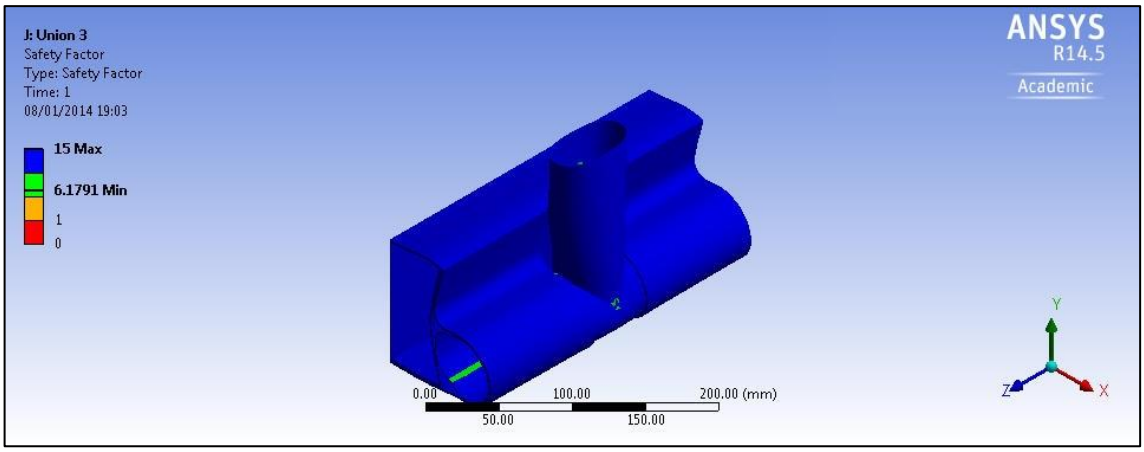


Figura 3.57. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Se muestra en la gráfica 3.58 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo se da en las abrazaderas con un valor de 3.5031

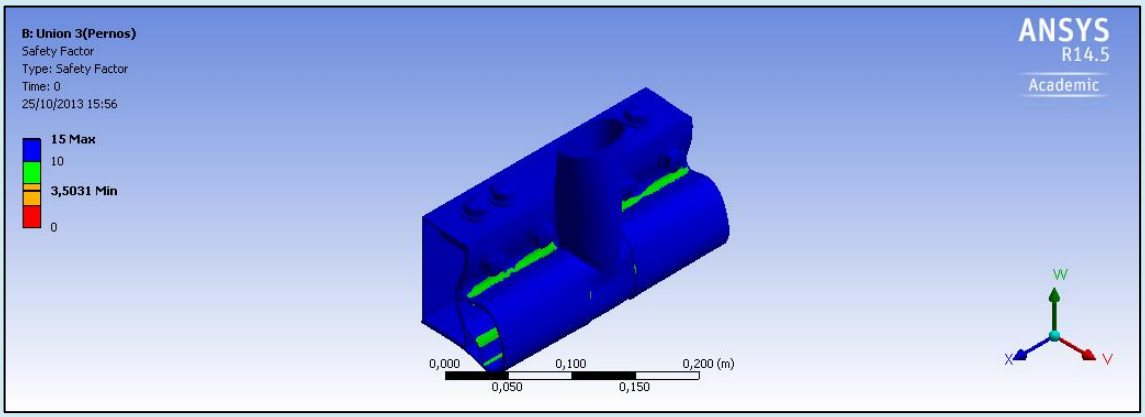


Figura 3.58. Factor de seguridad de la unión. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de von Mises máximo**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
0.0099057 mm	24.607 MPa	Máx.: 15	Mín.: 3.5031 Máx.: 15

ANÁLISIS

En este tipo de unión se puede ver que la deformación máxima se presenta fuera de la abrazadera y es inferior a su análoga sin empernar, el esfuerzo de von mises se concentra en la abrazadera sin que esto signifique que llegue al valor critico dentro de la unión (250 MPa).

El factor de seguridad muestra un valor constante a lo largo de la unión (15) y el valor del factor de seguridad de fatiga tiene un valor mínimo (10) en el cambio de dirección de sección de la abrazadera, sin que represente riesgo de rotura por el trabajo.

c) Unión 3

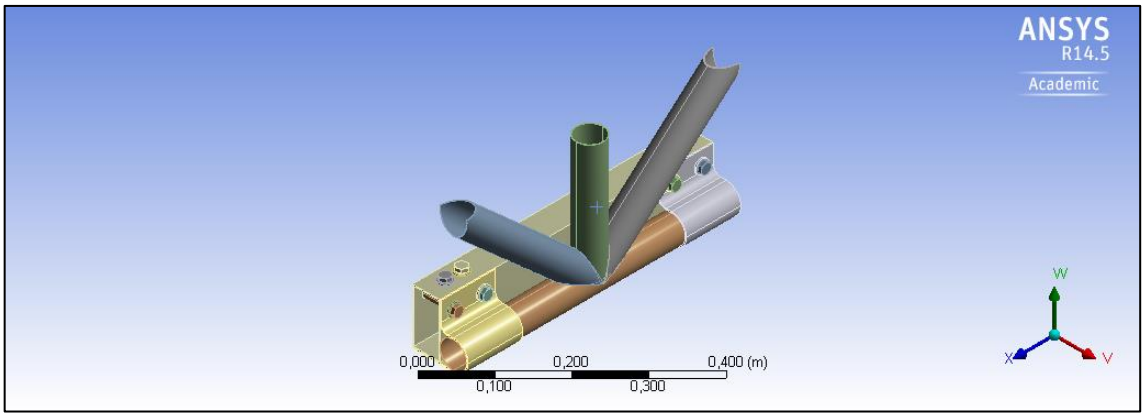


Figura 3.59. Unión fija tipo abrazadera suelda-pernos. **Fuente.** Los autores

Tabla 3.15. Resultados unión suelda -pernos 3 frente a cargas de giro. **Fuente.** Los autores

UNIÓN 3 **APLICADA LA CARGA DE GIRO**
A continuación se presenta la dirección, posición y magnitud de la carga de giro aplicada al tipo de unión correspondiente

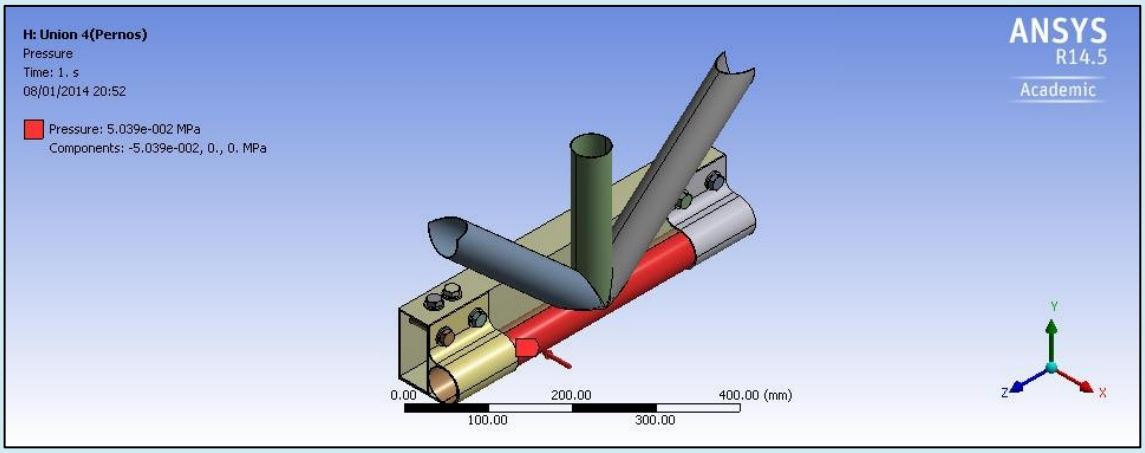


Figura 3.60. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se determina en la gráfica 3.61 la deformación total frente a la carga de giro de la estructura con una deformación máxima de 0.027588 mm en el tubo lateral.

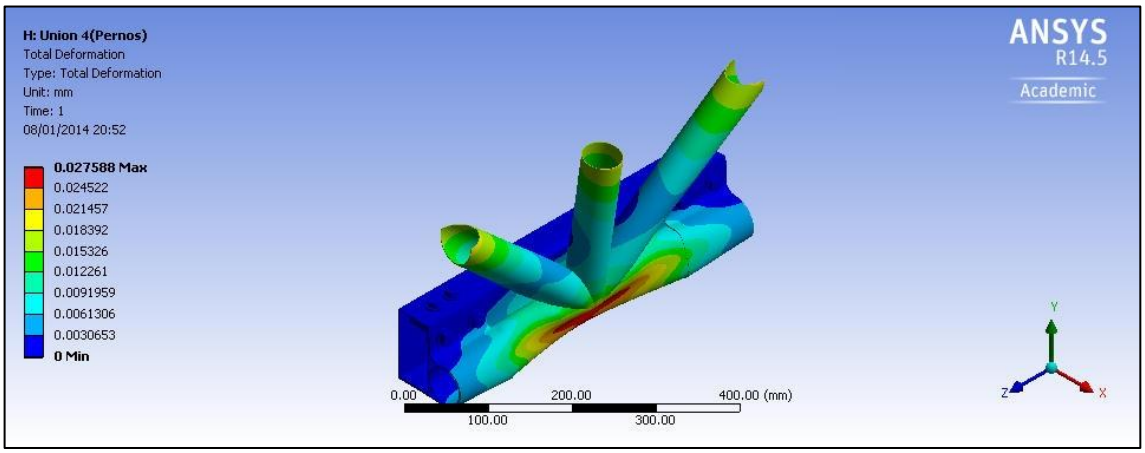


Figura 3.61. Deformación en la unión. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.62 se observa el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de giro de la estructura donde el máximo esfuerzo de 22.906 MPa en el tubo lateral.

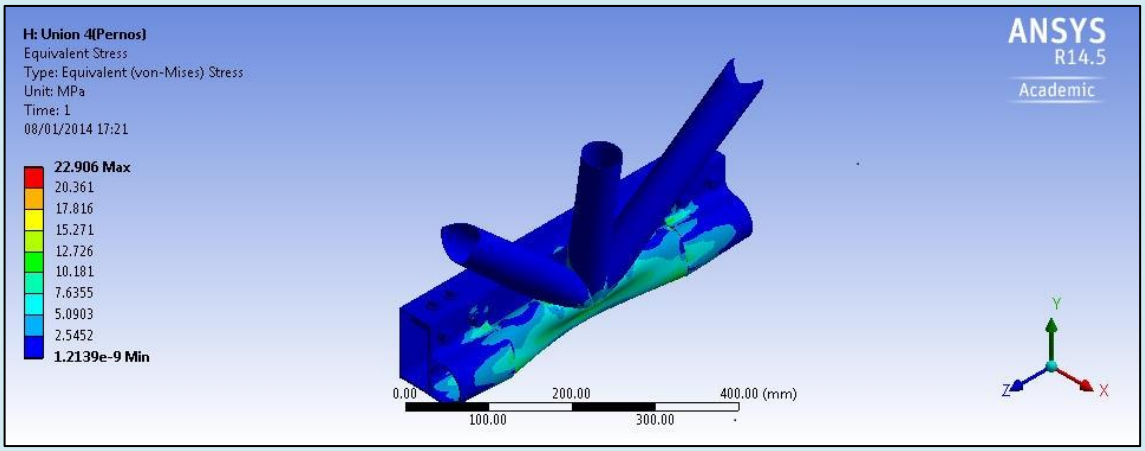


Figura 3.62. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Se tiene en la gráfica 3.63 el factor de seguridad frente a la carga de giro de la estructura donde se muestra un valor máximo constante.

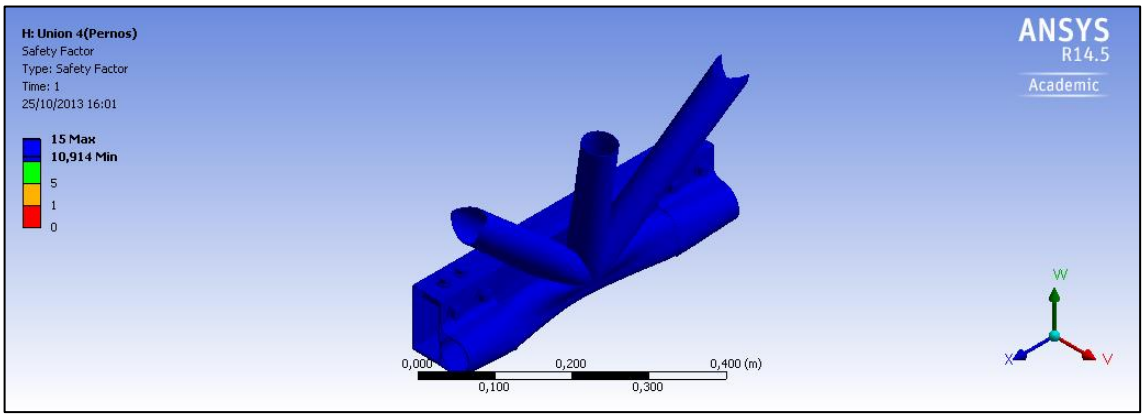


Figura 3.63. Factor de seguridad**. Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.64 indica el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo se da en el tubo lateral con un valor de 3,7631.

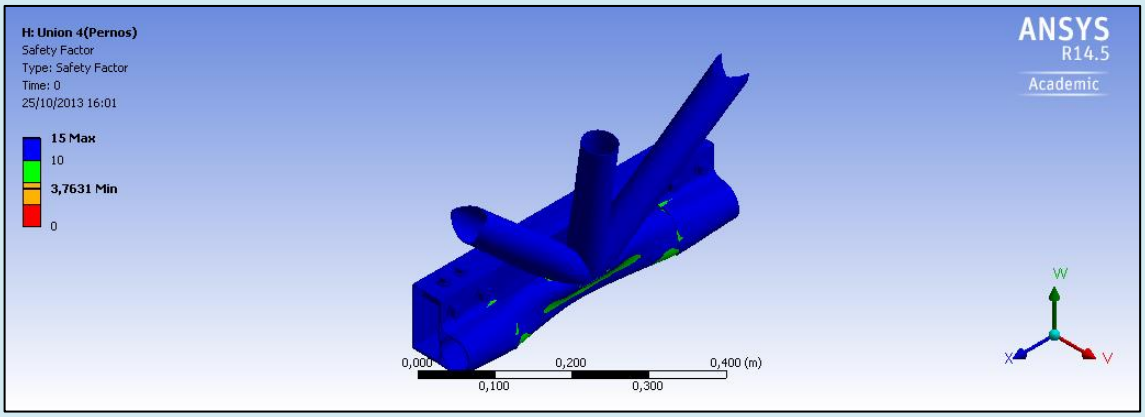


Figura 3.64. Factor de seguridad de la unión. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS			
Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de von Mises máximo**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
0.027588 mm	24.607 MPa	Máx.: 15	Mín.: 3,7631 Máx.: 15
ANÁLISIS			
El tipo de unión muestra una deformación máxima fuera de la abrazadera empernada, además el criterio de ruptura de von mises presenta un valor muy por debajo a el coeficiente elástico del material (250 Mpa); el factor de seguridad y el factor de seguridad de fatiga se mantienen constantes, lo que significa que la estructura no corre riesgo de fractura.			

3.4.3 DISEÑO

3.4.3.1 PROPUESTA ESTRUCTURAL

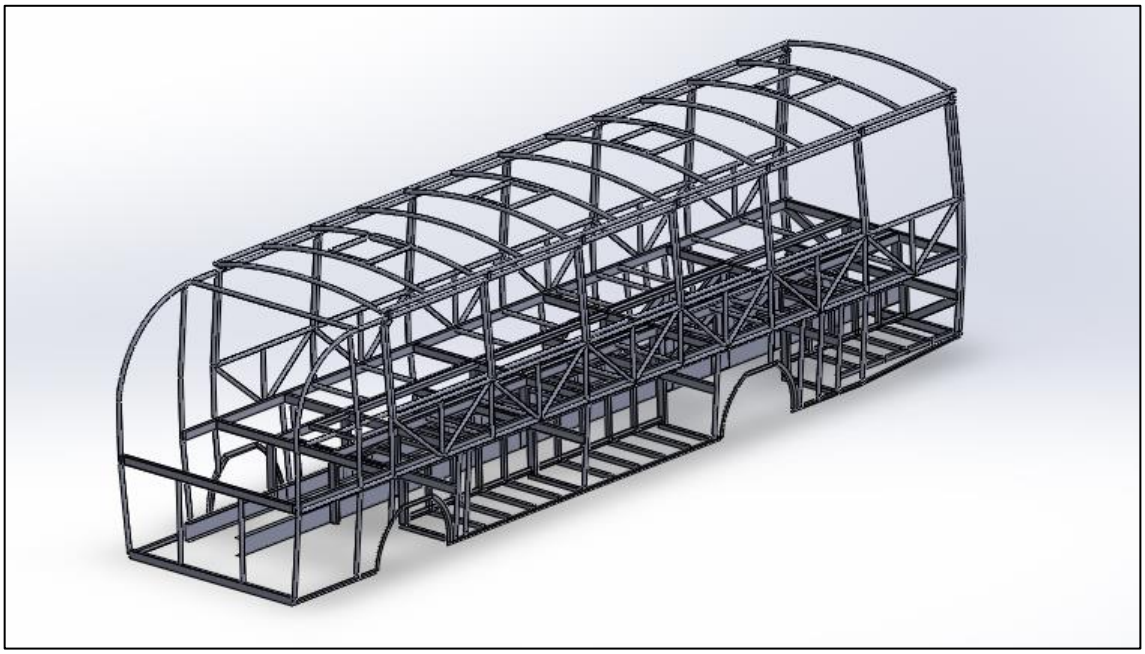


Figura 3.65. Diseño estructural propuesto. **Fuente.** Los Autores

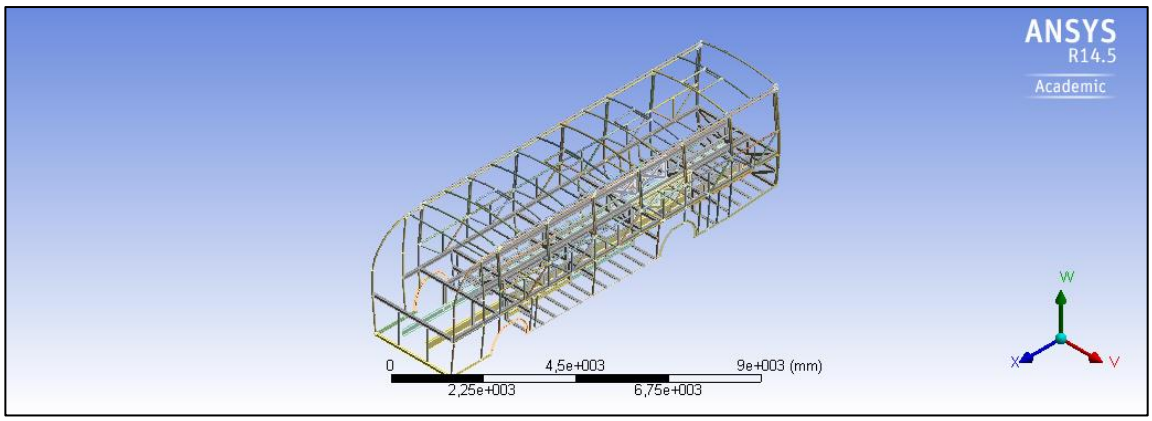


Figura 3.66. Diseño estructural propuesto. **Fuente.** Los Autores

A. SIMULACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS

Tabla 3.16. Resultados de la simulación frente a la carga de resistencia de la estructura.

Fuente. Los autores

RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA
A continuación se indica la dirección, posición y magnitud de la carga de resistencia de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica sobre el techo según pide la normativa.

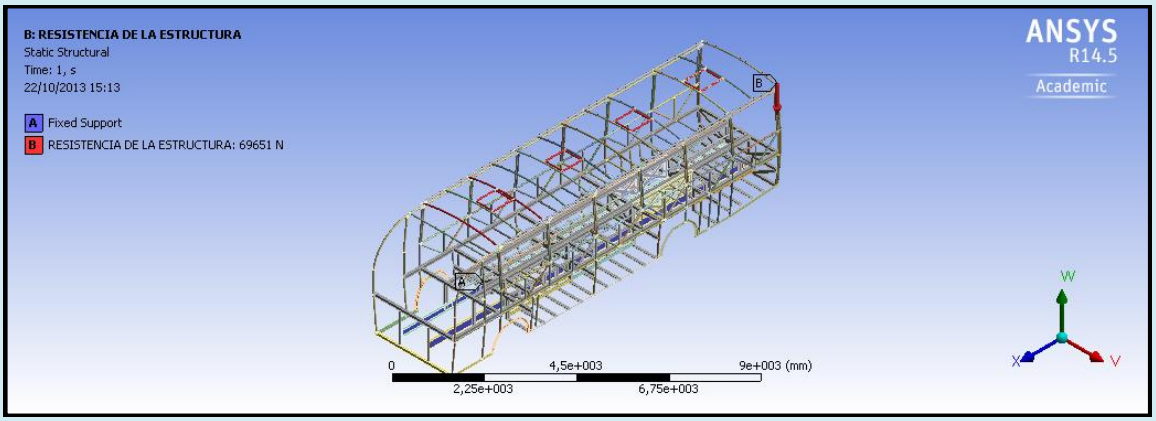


Figura 3.67. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.68 la deformación total frente a la carga de resistencia de la estructura con una deformación máxima de 40,812 mm en el techo.

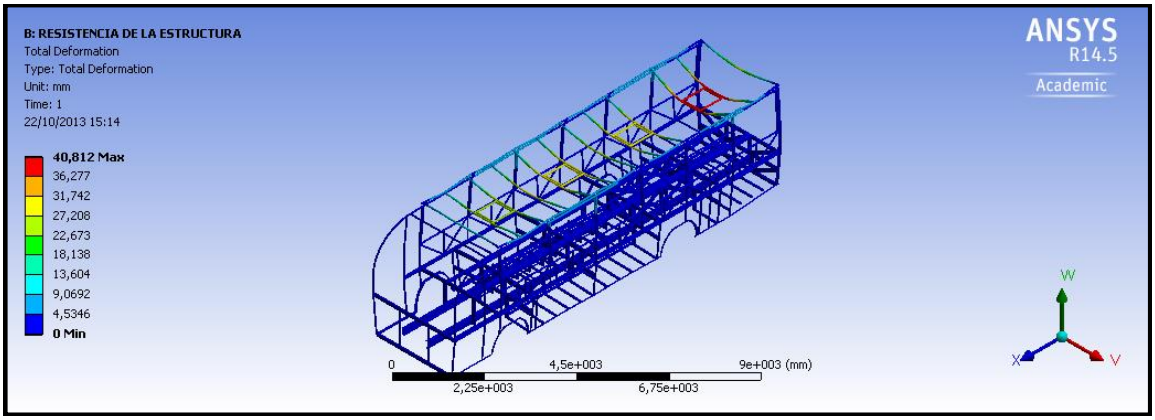


Figura 3.68. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.69 muestra el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de resistencia de la estructura donde el máximo esfuerzo es 1687,6 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 187,51 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

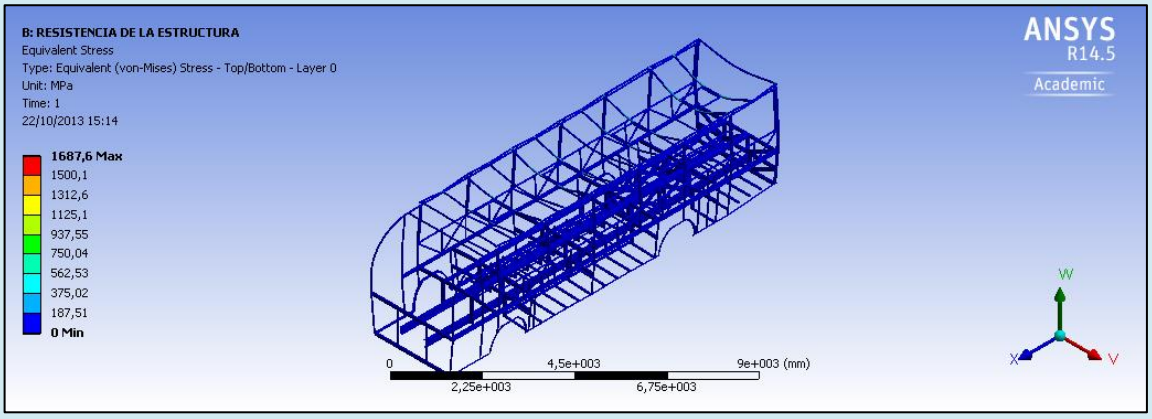


Figura 3.69. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.70 se presenta el factor de seguridad frente a la carga de resistencia de la estructura donde lo mínimo tiene valor de 5.

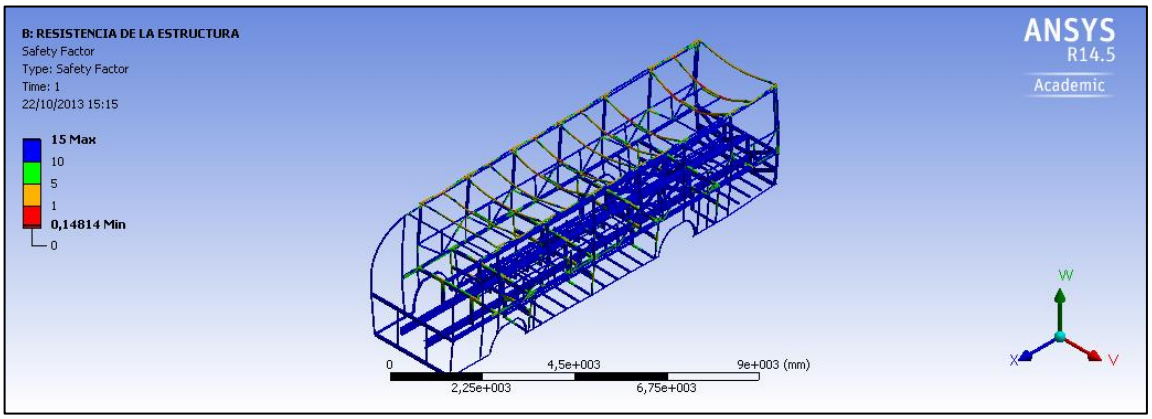


Figura 3.70. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Se da a conocer en la gráfica 3.71 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 1.

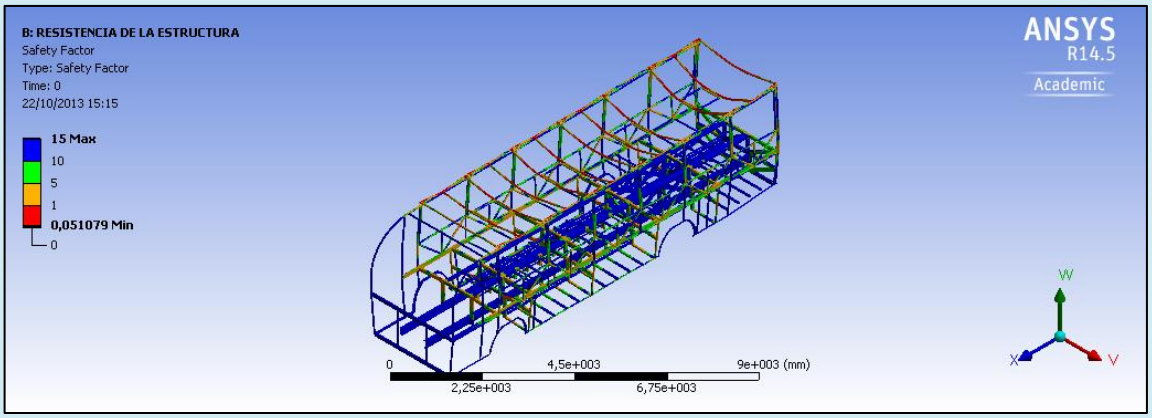


Figura 3.71. Factor de seguridad de la estructura propuesta. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS			
Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Techo 40,812 Mm	187,51 MPa	Mín.: 5 Máx.: 15	Mín.: 1 Max.: 15
ANÁLISIS			
Al aplicar las cargas muertas sobre la estructura se puede observar una deformación máxima de 40,812 mm en la parte del techo; cuyo valor se encuentra del valor límite que está establecido en la normativa que se encuentra en el capítulo 1, además el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (187,51MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia(250MPa), el factor de seguridad es alto en la mayoría de la estructura y el factor de seguridad de fatiga del material es similar al factor de seguridad en general.			

Tabla 3.17. Resultados de la simulación frente a las cargas estáticas. **Fuente.** Los autores

ESTÁTICAS
A continuación se reconoce la dirección posición y magnitud de la carga estática de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica sobre el piso según pide la normativa.
Se indica en la gráfica 3.73 la deformación total frente a la carga estática de la estructura con una deformación máxima de 5,4557 mm en el piso.

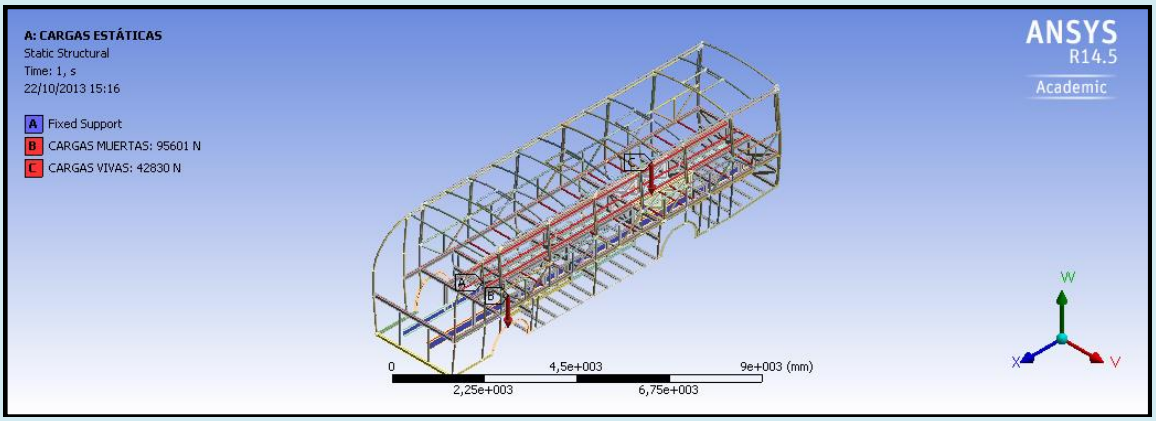


Figura 3.72. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

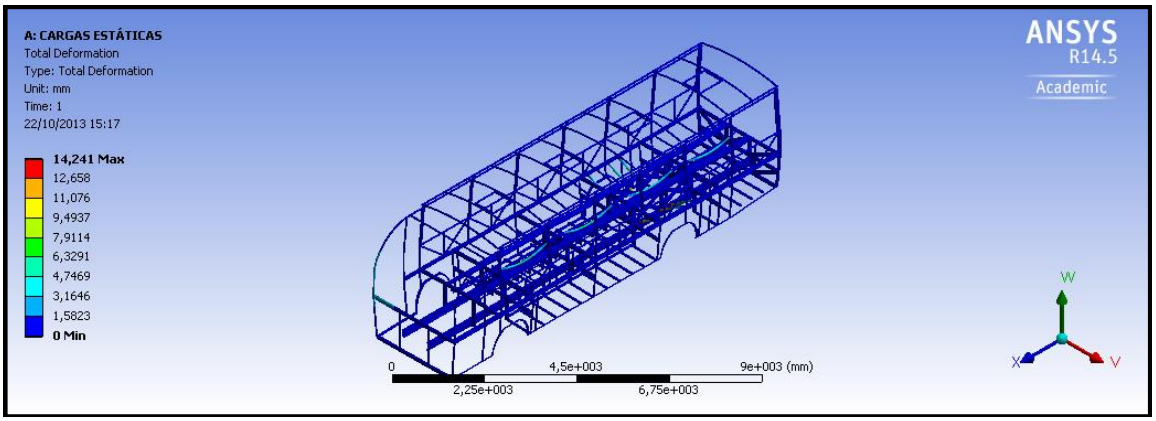


Figura 3.73. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.74 se analiza el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga estática de la estructura donde el máximo esfuerzo es 508,79 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 56,533 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

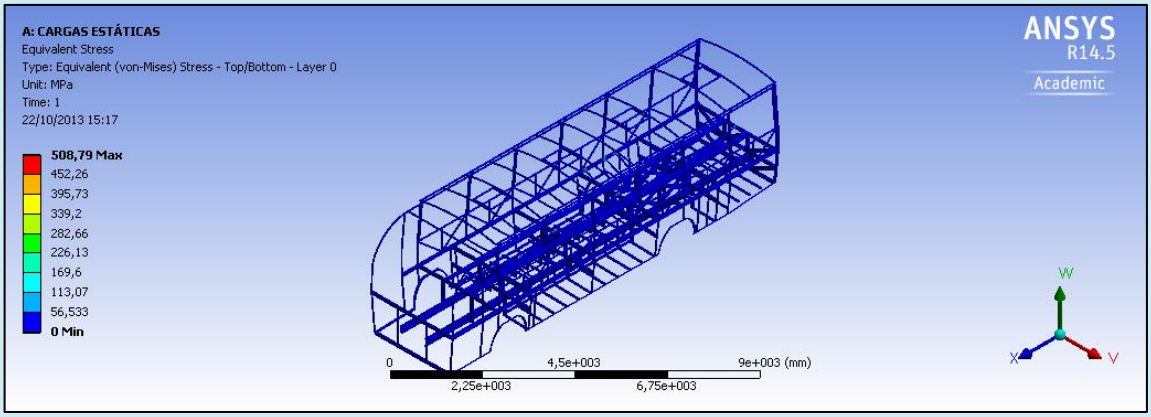


Figura 3.74. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Muestra la gráfica 3.75 el factor de seguridad frente a la carga estática de la estructura donde lo mínimo tiene valor de 10.

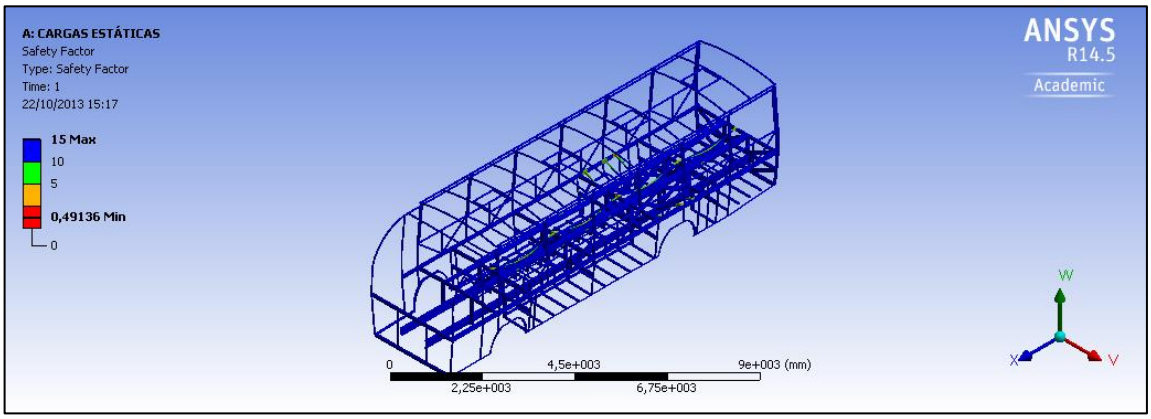


Figura 3.75. Factor de seguridad a la carga. **Fuente.** Los Autores

Se tiene en la gráfica 3.76 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 5.

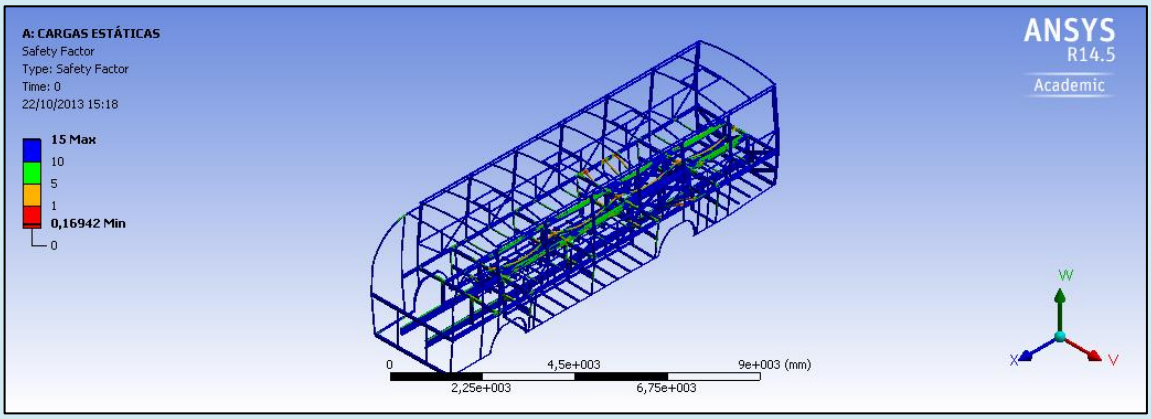


Figura 3.76. Factor de seguridad de fatiga**. Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	Esfuerzo equivalente de Von Mises	Factor de seguridad a la carga.	Factor de Seguridad por fatiga.
Piso 5,4557 mm	56,533 MPa	Mín.: 10 Máx.: 15	Min.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS

La estructura del bus al aplicar las cargas vivas y muertas presenta una deformación máxima de 5,4557 mm en la parte del piso lo mismo indica que es una valor aceptable ya que no está invadiendo la zona de supervivencia como lo establece la normativa, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (56,533MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250MPa), el factor de seguridad al igual que el factor de seguridad por fatiga son valores aceptables de acuerdo a que la mayoría de la estructura presenta este valor alto.

B. SIMULACIÓN DE CARGAS DINÁMICAS

A continuación y previo al análisis de la estructura frente a las cargas de oposición dinámicas se observa el cálculo de la resistencia del aire frontal, puesto que este valor es variable para el modelo en relación a la estructura presentada en el capítulo 2.

Tabla 3.18. Cálculo de la resistencia del aire frontal. **Fuente.** Los Autores.

ITEM	VALOR
Coeficiente aerodinámico del Modelo elegido	0,7611
Densidad del aire	1,225 kg / m^3
Área frontal del bus en m^2	3,3553 m^2
Velocidad del aire ≥ 25 m/s	90km/h (25m/s)
Fuerza del aire frontal [1]	$\frac{Cx \times \rho \times Af \times V^2}{2}$ [1]
Fuerza del aire frontal	$\frac{0{,}7611 \times 1{,}225 kg/m \times 6{,}7106 m^2 \times (\frac{25m}{s})^2}{2}$
Fuerza del aire frontal	**1955,30748 N**

[1] Fórmula obtenida de los requisitos de resistencia del aire frontal según la NTE INEN 1323.

Tabla 3.19. Resultados de la simulación frente a las cargas dinámicas. **Fuente.** Los autores

DINÁMICAS
A continuación se dispone la dirección posición y magnitud de las cargas dinámicas de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica sobre el techo según pide la normativa.

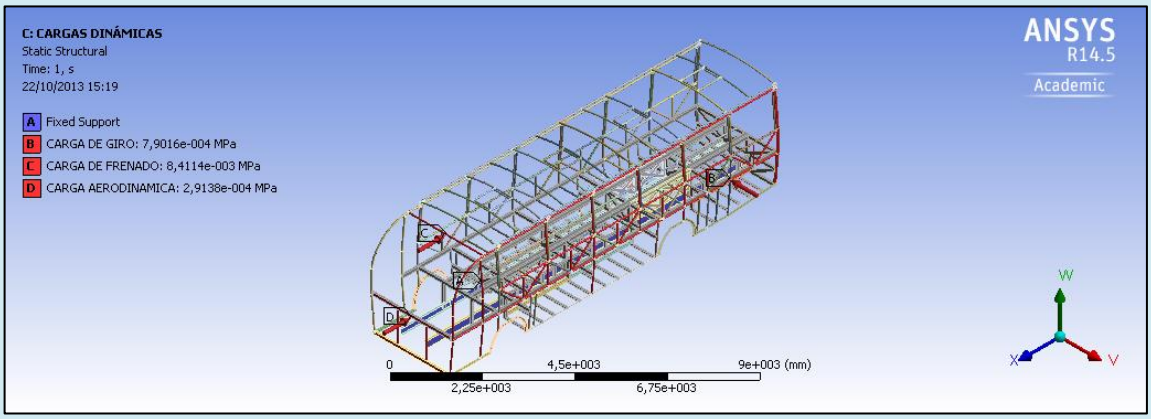


Figura 3.77. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.78 enseña la deformación total frente a las cargas dinámicas de la estructura con una deformación máxima de 23,338 mm en el frente.

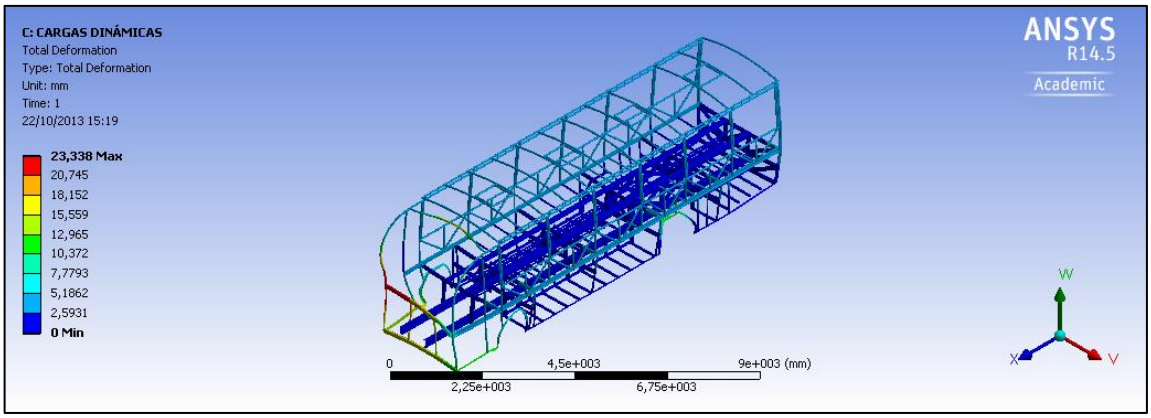


Figura 3.78. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se determina en la gráfica 3.79 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas dinámicas de la estructura donde el máximo esfuerzo es 591,43 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 67,715 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

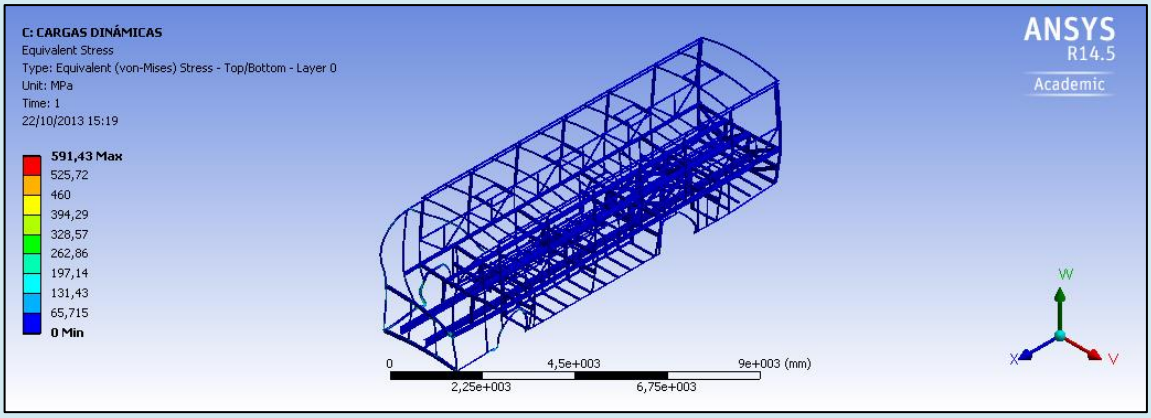


Figura 3.79. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.80 se muestra el factor de seguridad frente a las cargas dinámicas de la estructura donde lo mínimo es 10.

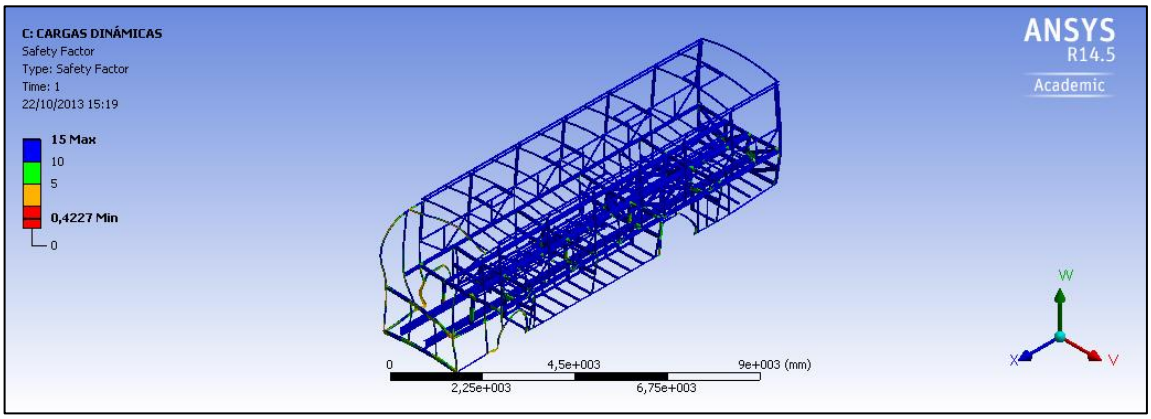


Figura 3.80. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.81 identifica el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene un valor de 5.

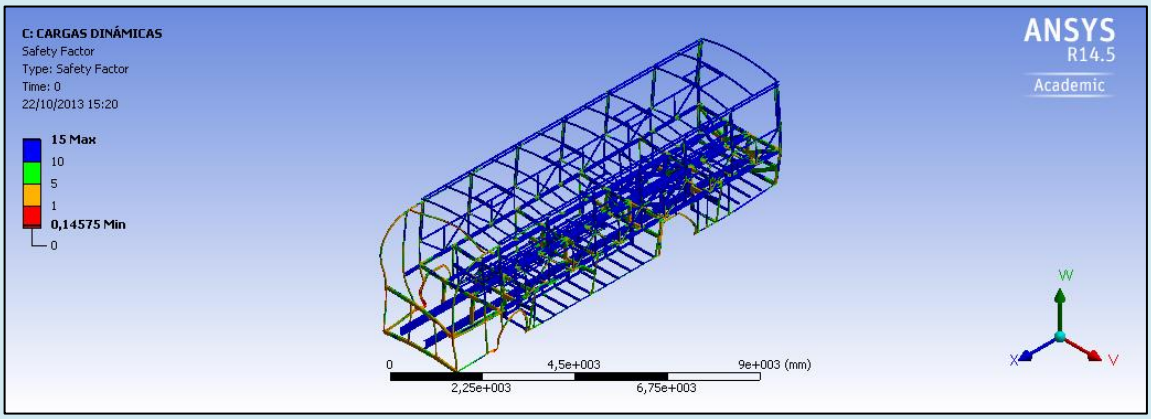


Figura 3.81. Factor de seguridad de fatiga**. Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 23,338 Mm	67,715 MPa	Mín.: 10 Máx.: 15	Min.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS

Al analizar las cargas dinámicas en el bus se obtuvo de resultado una deformación máxima de 23,338 mm en la parte frontal cuyo valor no está sobrepasando lo que es la zona de supervivencia, además el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (67,715MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250MPa), el factor de seguridad por lo general es alto con respecto a toda la estructura y el factor de seguridad de fatiga es también alto y aceptable.

C. COMBINACIONES

Tabla 3.20. Resultados de la simulación frente a las cargas s reales. **Fuente.** Los autores

REALES
A continuación se presenta la dirección posición y magnitud de las cargas reales de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica según pide la normativa

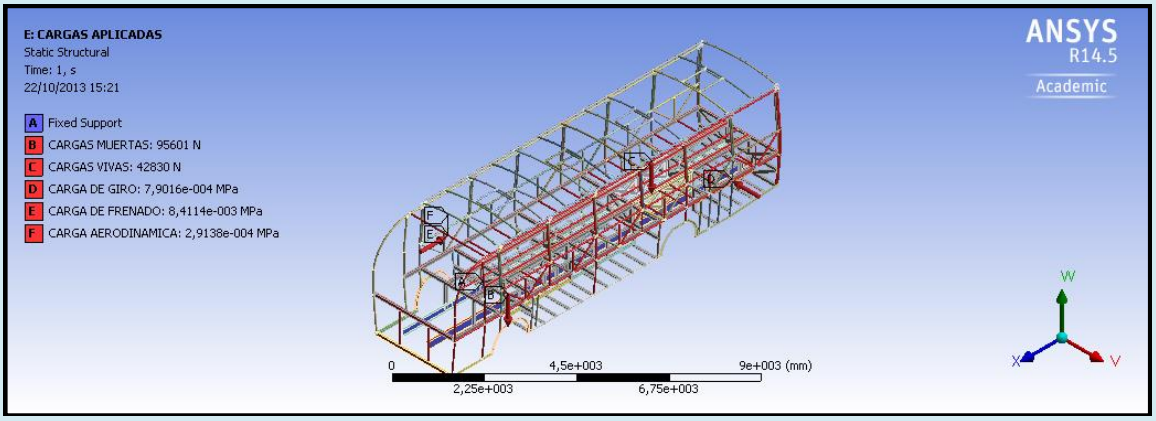


Figura 3.82. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.83 la deformación total frente a las cargas reales de la estructura con una deformación máxima de 24,214 mm en el frente.

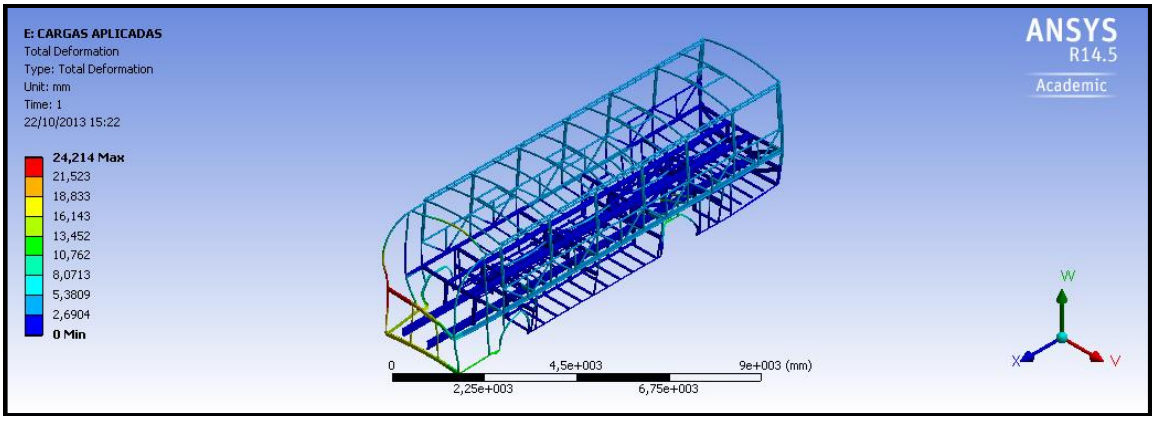


Figura 3.83. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.84 visualiza el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas reales de la estructura donde el máximo esfuerzo es 600,12 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 66,68 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

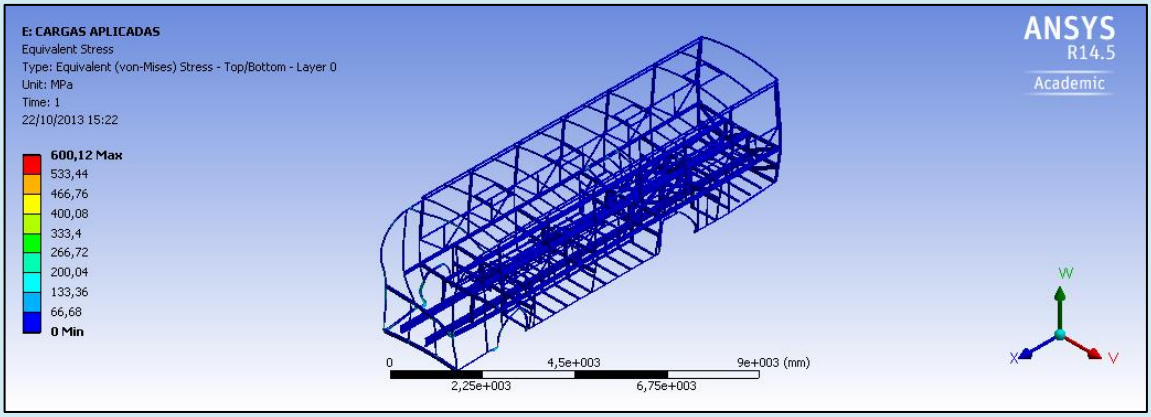


Figura 3.84. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.85 se indica el factor de seguridad frente a las cargas reales de la estructura donde lo mínimo es 10.

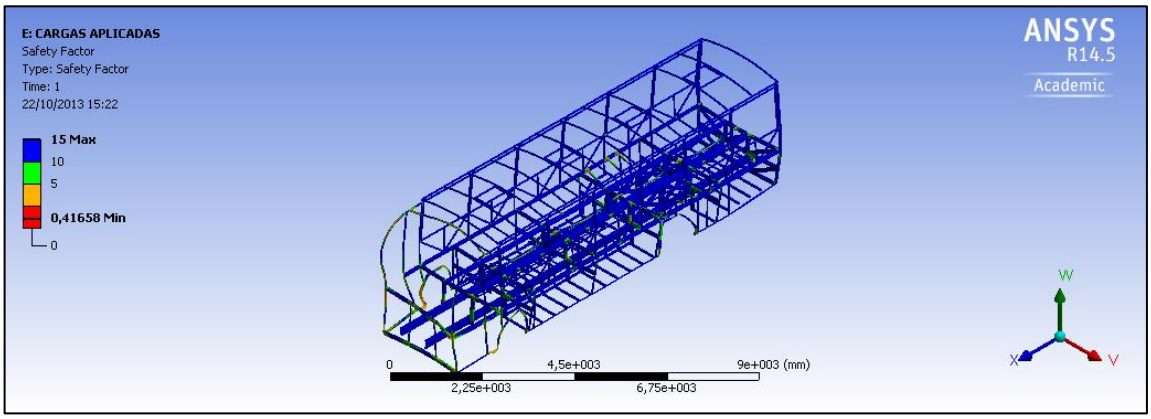


Figura 3.85. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Se tiene la gráfica 3.86 con el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 5.

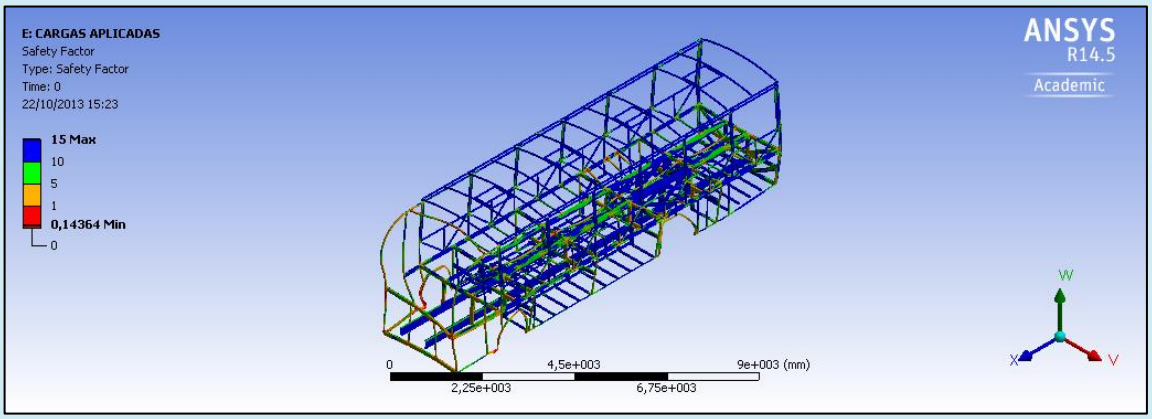


Figura 3.86. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 24,214 Mm	66,68 MPa	Mín.: 10 Máx.: 15	Mín.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS

Al ubicar todas las cargas que debe soportar la estructura se tiene una deformación en la parte frontal con una valor máximo de 24,214mm que es aceptable con respecto a la construcción de buses, además el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (66,68 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), el factor de seguridad es el indicado en toda la estructura así mismo como el factor de seguridad de fatiga.

Tabla 3.21. Resultados de la simulación frente a las cargas reales y colisión. **Fuente.** Los autores

APLICADAS Y COLISIÓN
A continuación se muestra la dirección posición y magnitud de las cargas reales y colisión de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica según pide la normativa.

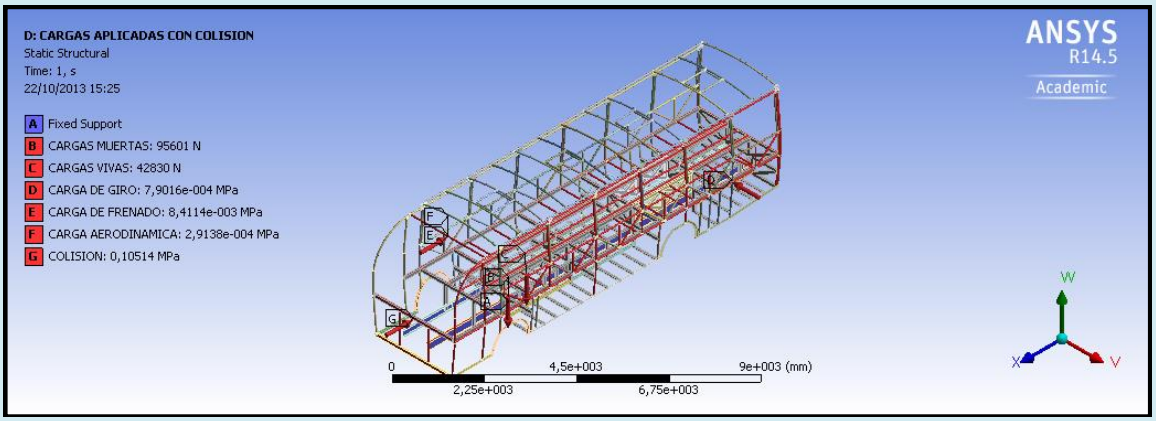


Figura 3.87. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.88 la deformación total frente a las cargas reales y colisión de la estructura con una deformación máxima de 301,94 mm en el frente.

.

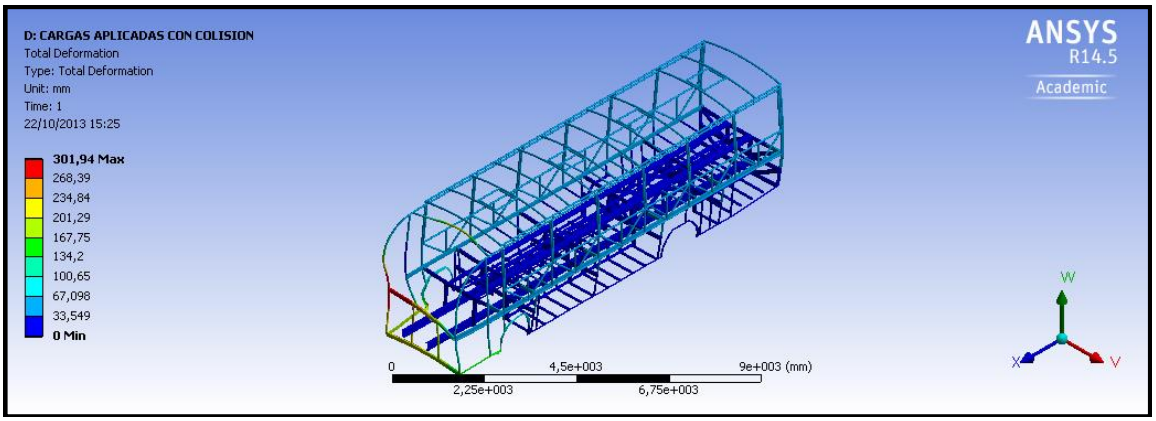


Figura 3.88. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.89 se indica el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas reales y colisión de la estructura donde el máximo esfuerzo es 7723,5 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 200 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

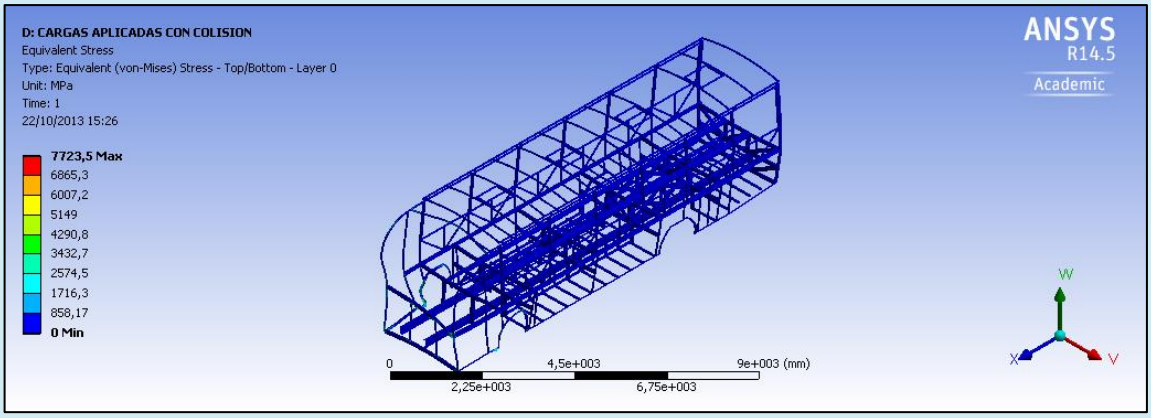


Figura 3.89. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Se aprecia la gráfica 3.90 el factor de seguridad frente a las cargas reales y colisión de la estructura donde lo mínimo se da en el frente con un valor de 0,032369.

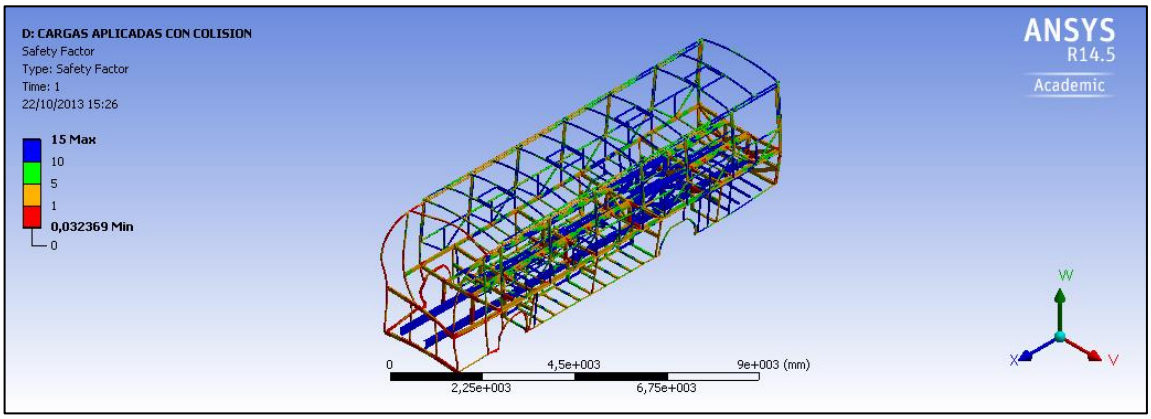


Figura 3.90. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.91 se presenta el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 0,011161.

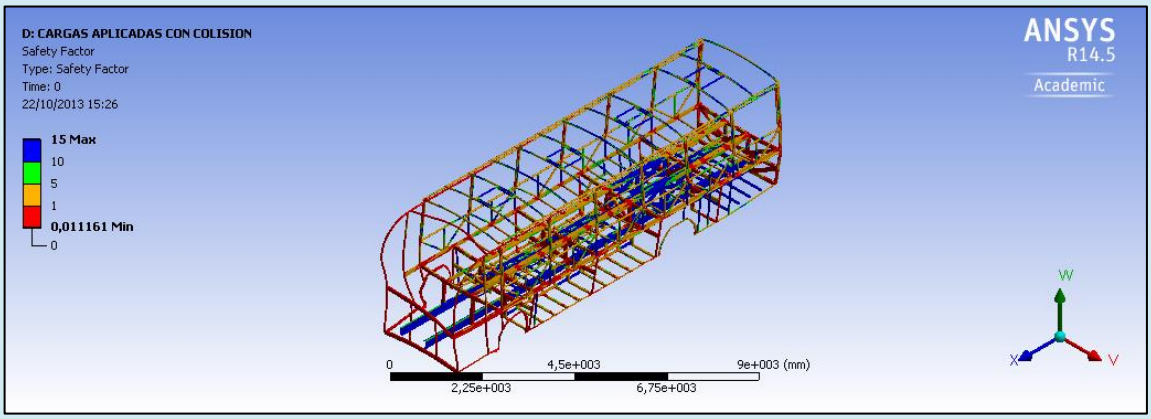


Figura 3.91. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 301,94 mm	200 MPa	Mín.: 0,03236 Máx.: 15	Mín.: 0,011161 Máx.: 15

ANÁLISIS

Al momento de colocar una fuerza de colisión más las fuerzas que soporta la estructura se tiene la deformación máxima de 301,94mm en la parte frontal la misma que no se encuentra dentro de la normativa donde la deformación no debe ser mayor a 1/240 veces la longitud, además el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (200 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa); en lo que refiere a los factores de seguridad por carga y de fatiga se tiene un valor aceptable pero es muy bajo con respecto a la estructura lo que se debe mejorar en las siguientes optimizaciones.

3.4.3.2 PRIMERA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

Una vez que se ha comprobado lo que sucede con la propuesta estructural frente a las cargas se observa deficiencias tanto de deformación como de factor de seguridad, mismas que se pueden mejorar modificando el diseño, es así que a continuación se tiene la primera optimización del modelo. Las modificaciones se dan en la geometría frontal, cambiando la dimensión en los tubos frontales de ½ pulgada a 1 pulgada, y aumentando estructura en la parte frontal superior.

A. SIMULACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS

Tabla 3.22. Resultados de la simulación frente a la carga de resistencia de la estructura.
Fuente. Los autores

RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA
A continuación se distingue la dirección posición y magnitud de la carga de resistencia de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica sobre el techo según pide la normativa

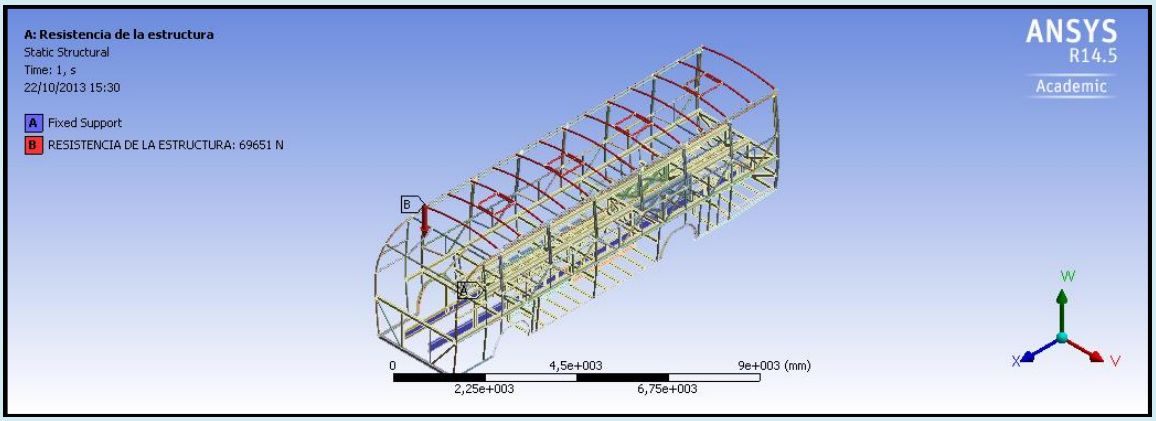


Figura 3.92. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.93 presenta la deformación total frente a la carga de resistencia de la estructura con una deformación máxima de 21,983 mm en el techo.

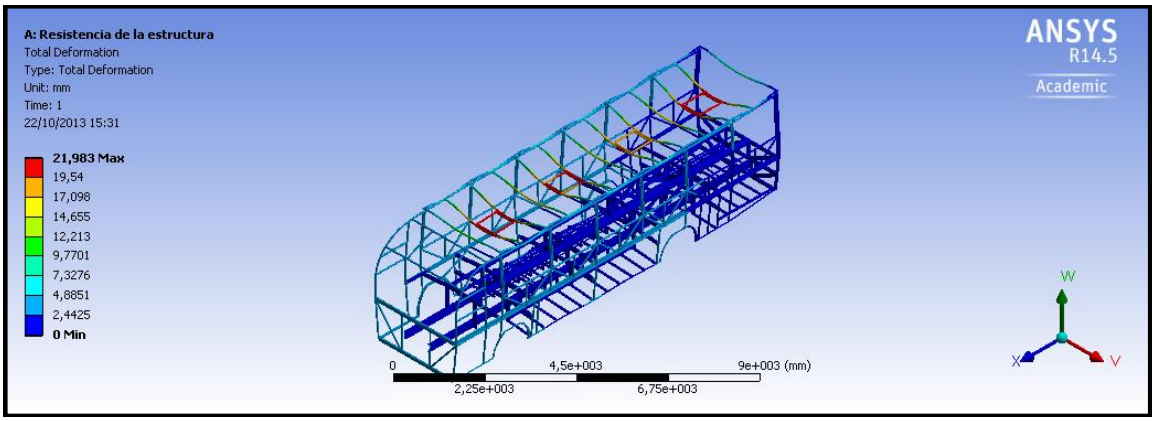


Figura 3.93. Deformación de la estructura**. Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.94 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de resistencia de la estructura donde el máximo esfuerzo es 1524,9 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 169,44 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

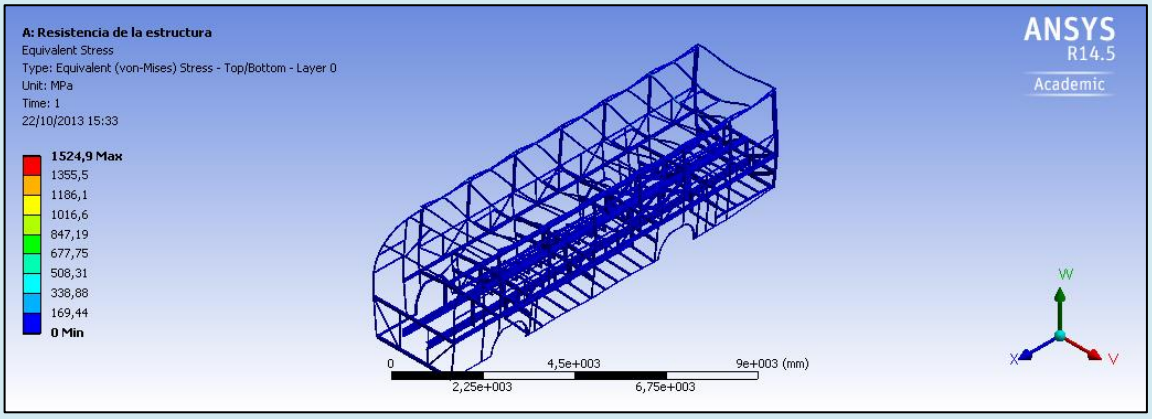


Figura 3.94. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.95 se indica el factor de seguridad frente a la carga de resistencia de la estructura donde lo mínimo tiene un valor de 5.

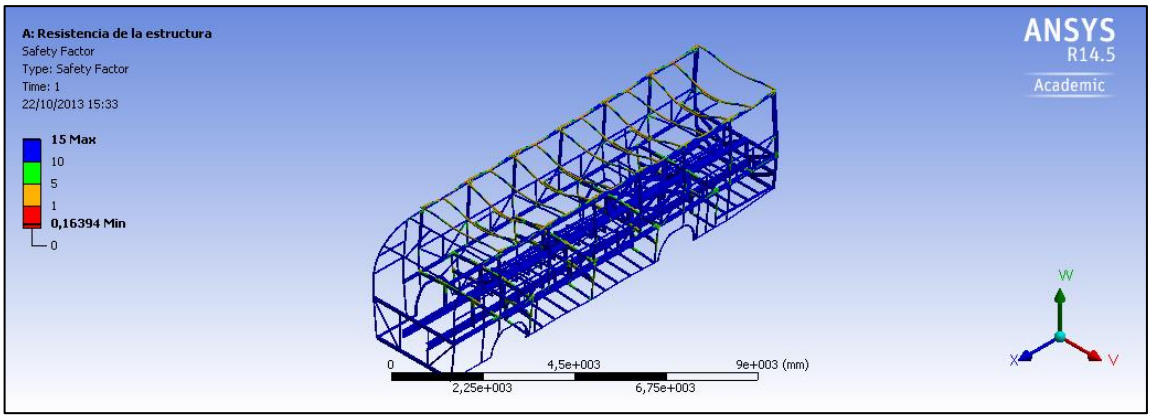


Figura 3.95. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Muestra la gráfica 3.96 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 1.

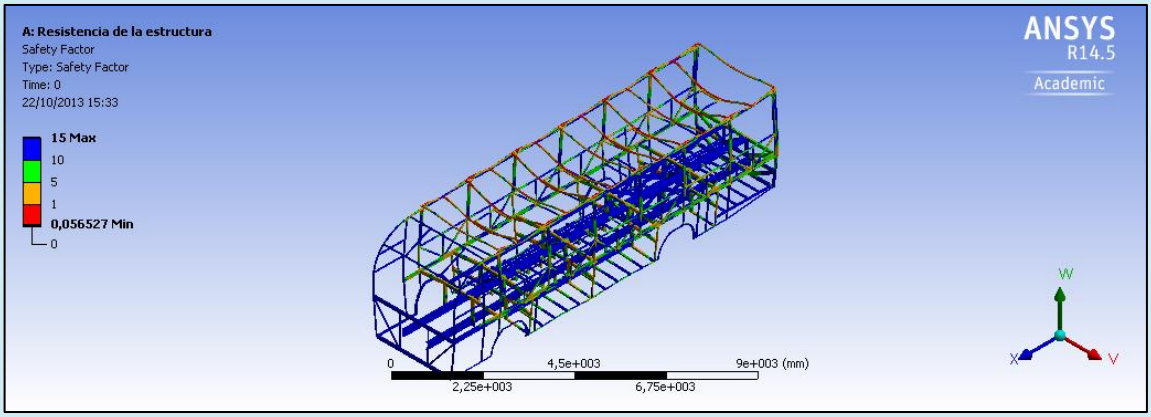


Figura 3.96. Factor de seguridad de la estructura propuesta. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Techo 21,983 mm	169,44 MPa	Mín.: 5 Máx.: 15	Mín.: 1 Máx.: 15

ANÁLISIS
Al aplicar las cargas muertas sobre la estructura se puede apreciar una deformación máxima de 21,983mm valor que se encuentra dentro de la normativa que debe ser 70 mm; el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (169,44 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), el factor de seguridad es un valor adimensional donde lo máximo se da en toda la estructura salvo en ciertos puntos donde lo mínimo 5;el factor de fatiga del material de acuerdo a la carga soportada presenta un valor mínimo de 1 y un valor máximo de 15.

Tabla 3.23. Resultados de la simulación frente a las cargas estáticas. **Fuente.** Los autores

ESTÁTICAS
A continuación se reconoce la dirección posición y magnitud de la carga estática de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica sobre el piso según pide la normativa.

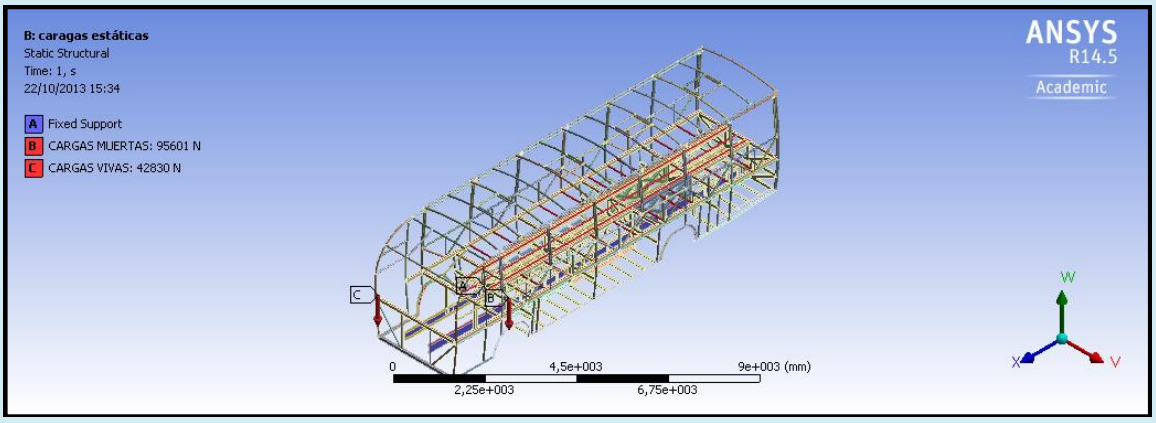


Figura 3.97. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se da a conocer en la gráfica 3.98 la deformación total frente a la carga estática de la estructura con una deformación máxima de 14,222 mm en el piso.

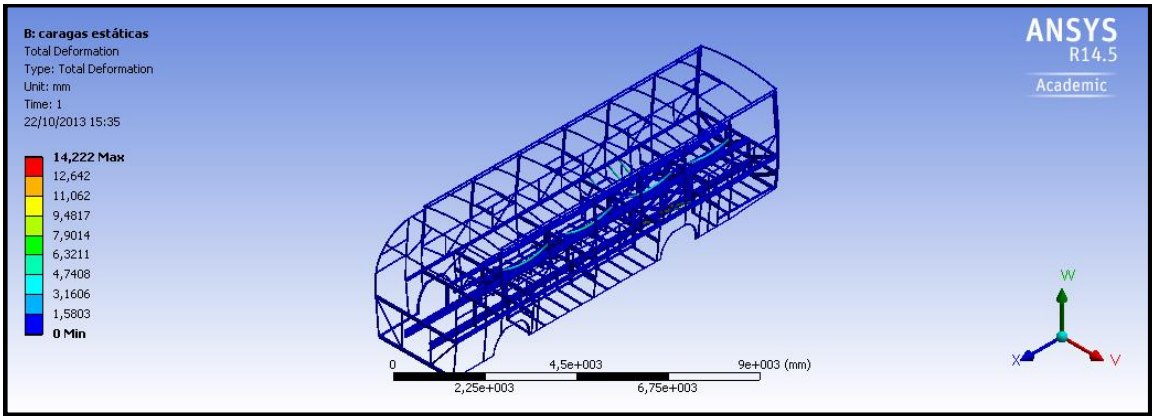


Figura 3.98. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.99 se nota el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga estática de la estructura donde el máximo esfuerzo es 531,46 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 59,051 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

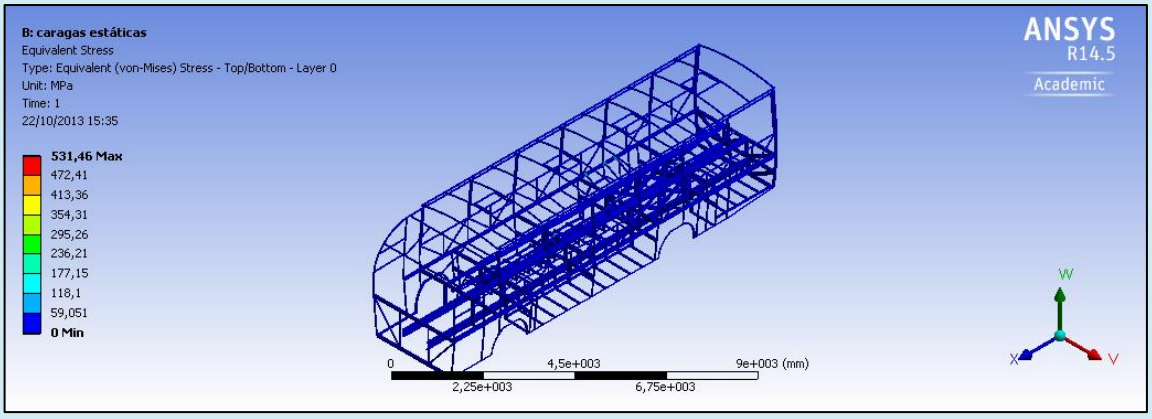


Figura 3.99. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.100 se observa el factor de seguridad frente a la carga estática de la estructura donde lo mínimo tiene un valor de 10.

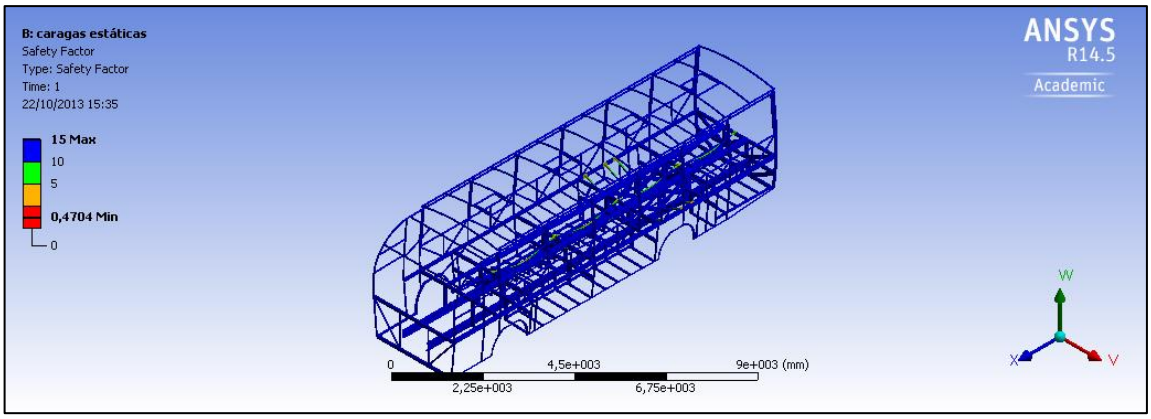


Figura 3.100. Factor de seguridad a la carga. **Fuente.** Los Autores

Se presenta en la gráfica 3.101 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 5.

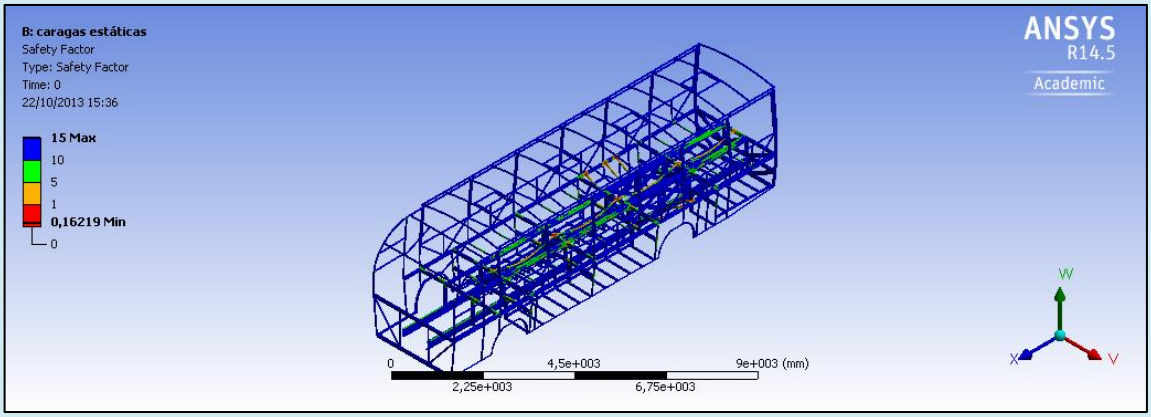


Figura 3.101. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	Esfuerzo equivalente de Von Mises	Factor de seguridad a la carga.	Factor de Seguridad por fatiga.
Piso 14,222 mm	59,051 MPa	Mín.: 10 Máx.: 15	Mín.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS
Al aplicar las cargas vivas y muertas la estructura indica una deformación máxima de 14,222 mm en el piso del bus; valor aceptable que no está invadiendo la zona de supervivencia, , el coeficiente de Von Mises es admisible (59,051 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa) , el factor de seguridad es óptimo para toda la estructura; en cuanto al factor de seguridad por fatiga es similar al factor se seguridad teniendo un valor mínimo de 5.

B. SIMULACIÓN DE CARGAS DINÁMICAS

Tabla 3.24. Resultados de la simulación frente a las cargas dinámicas. **Fuente.** Los autores

DINÁMICAS
A continuación se coloca la dirección posición y magnitud de las cargas dinámicas de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica sobre el techo según pide la normativa.

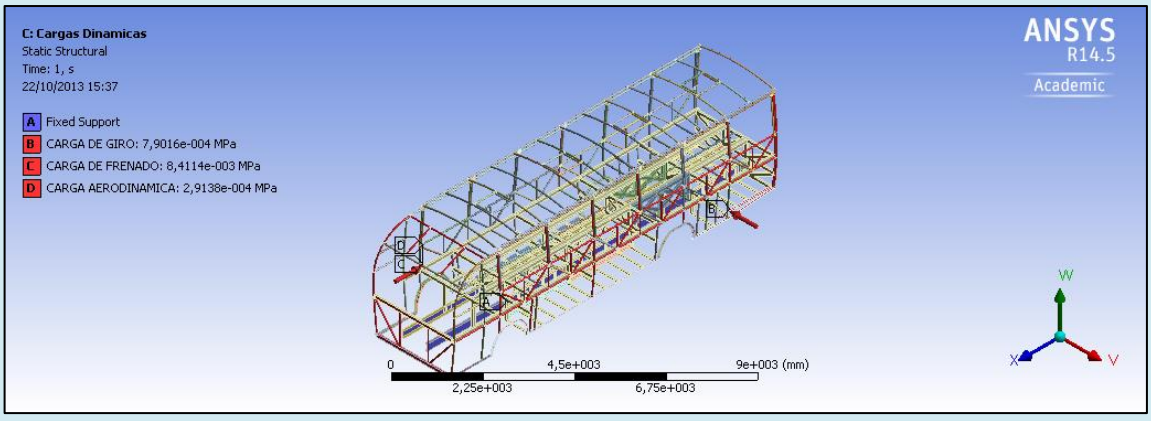


Figura 3.102. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.103 la deformación total frente a las cargas dinámicas de la estructura con una deformación máxima de 24,125 mm en el frente

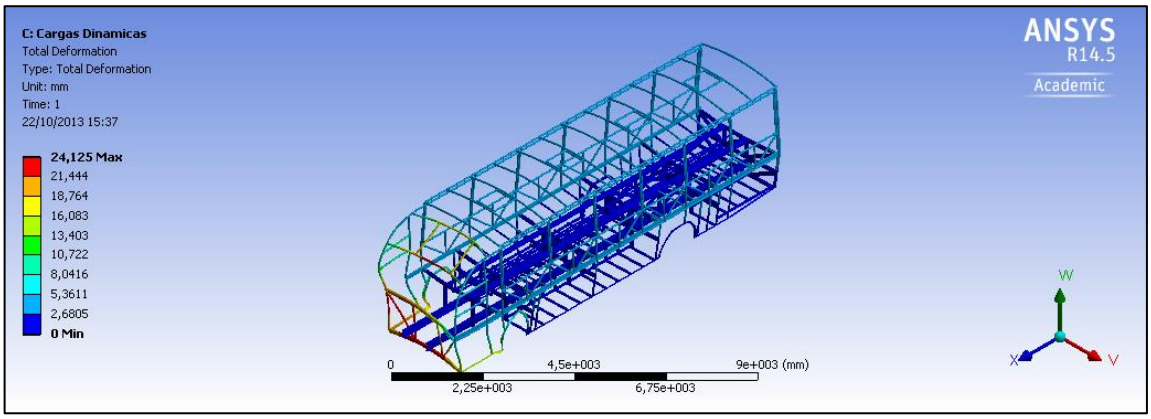


Figura 3.103. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.104 se tiene el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas dinámicas de la estructura donde el máximo esfuerzo es 756,97 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 84,108 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

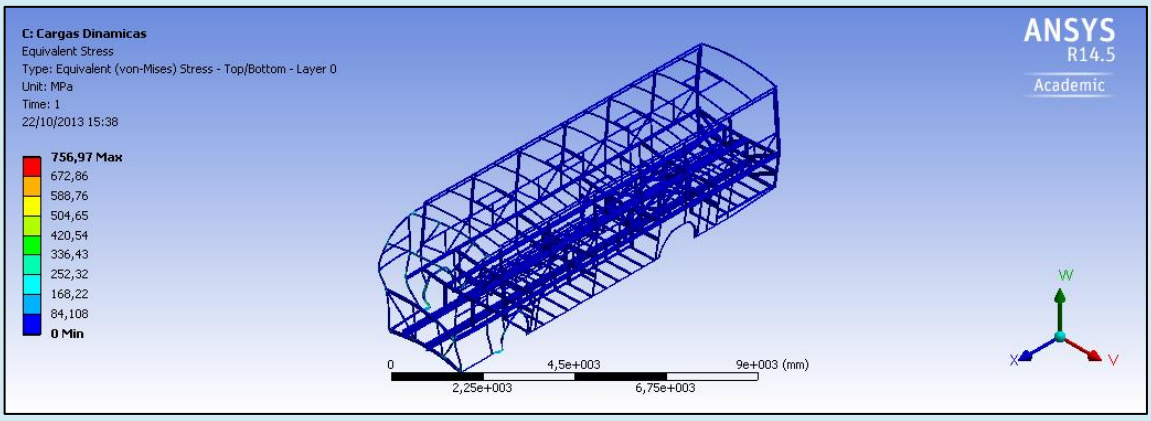


Figura 3.104. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Presenta la gráfica 3.105 el factor de seguridad frente a las cargas dinámicas de la estructura donde lo mínimo es 10.

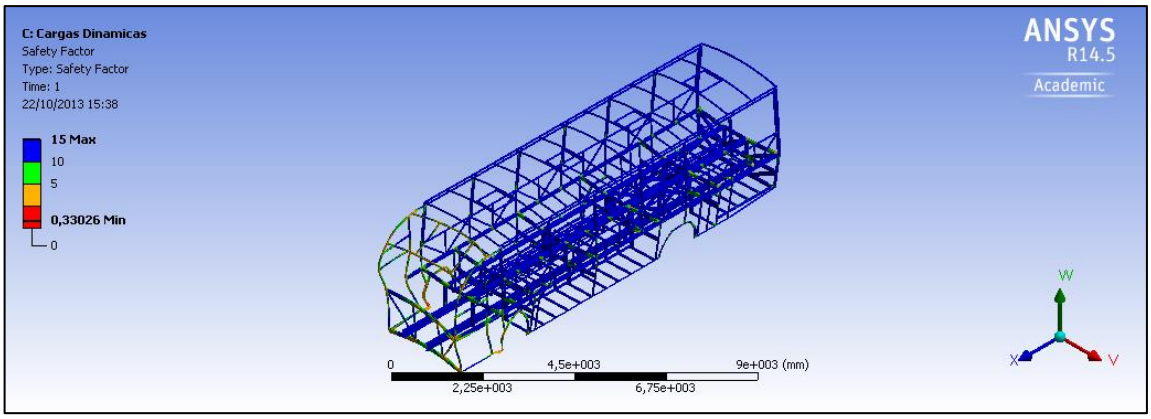


Figura 3.105. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.106 se indica el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 5.

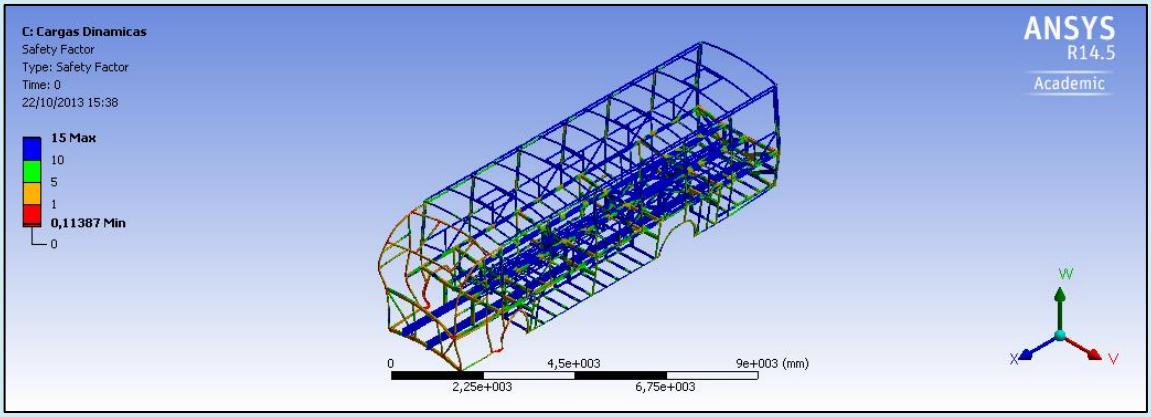


Figura 3.106. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 24,125 mm	84,108 MPa	Mín.: 10 Máx.: 15	Mín.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS
La respuesta de la estructura aplicado las cargas dinámicas tiene una deformación máxima de 24,125 mm en la parte frontal valor que no afecta el área de supervivencia que pide la normativa, el coeficiente de Von Mises es admisible (84,108 MPa)ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa); el factor de seguridad frente a estas cargas es óptimo en toda la estructura excepto en la uniones con un valor mínimo de 10; el factor de seguridad de fatiga es similar al factor de seguridad con un valor mínimo de 5.

C. COMBINACIONES

Tabla 3.25. Resultados de la simulación frente a las cargas reales. **Fuente.** Los autores

REALES
A continuación se observa la dirección posición y magnitud de las cargas reales de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica según pide la normativa.

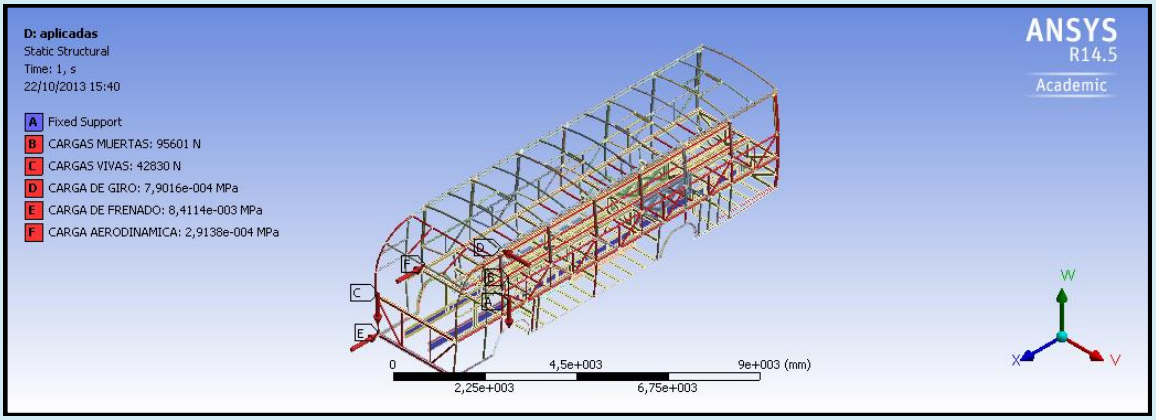


Figura 3.107. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se muestra en la gráfica 3.108 la deformación total frente a las cargas reales de la estructura con una deformación máxima de 24,405 mm en el frente.

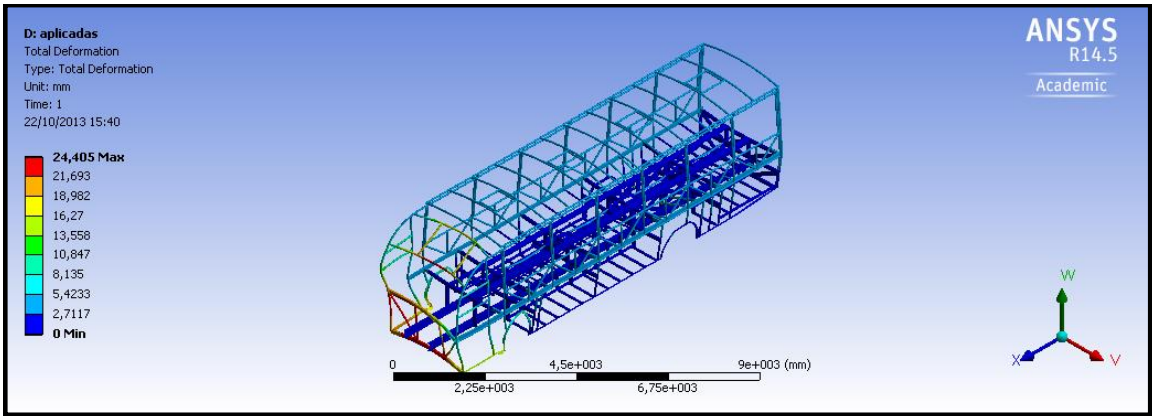


Figura 3.108. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Determina la gráfica 3.109 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas reales de la estructura donde el máximo esfuerzo es 749,7 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 83,3 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

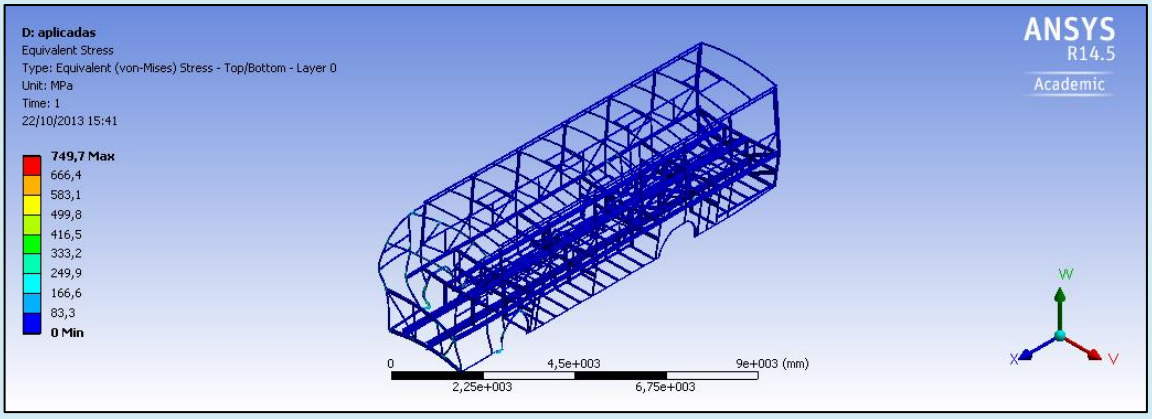


Figura 3.109. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.110 se presenta el factor de seguridad frente a las cargas reales de la estructura donde lo mínimo es 10.

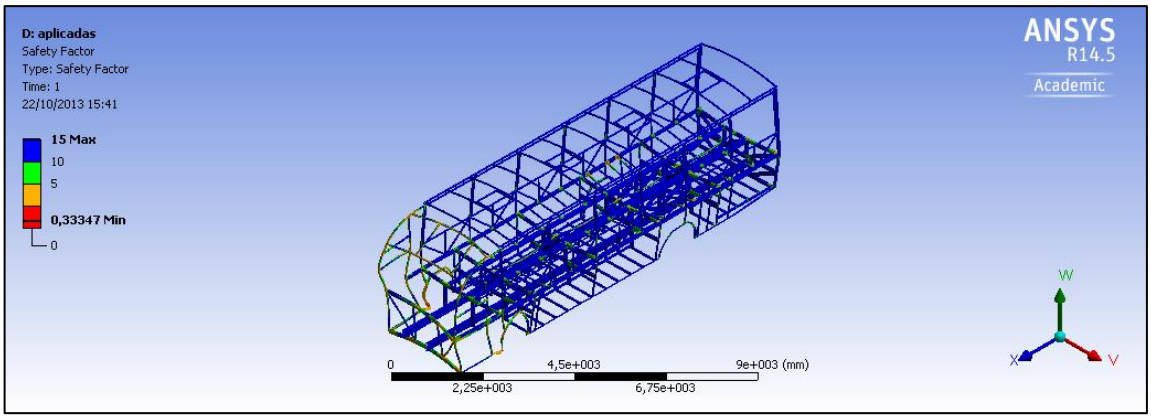


Figura 3.110. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Se tiene la gráfica 3.111 con el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 5.

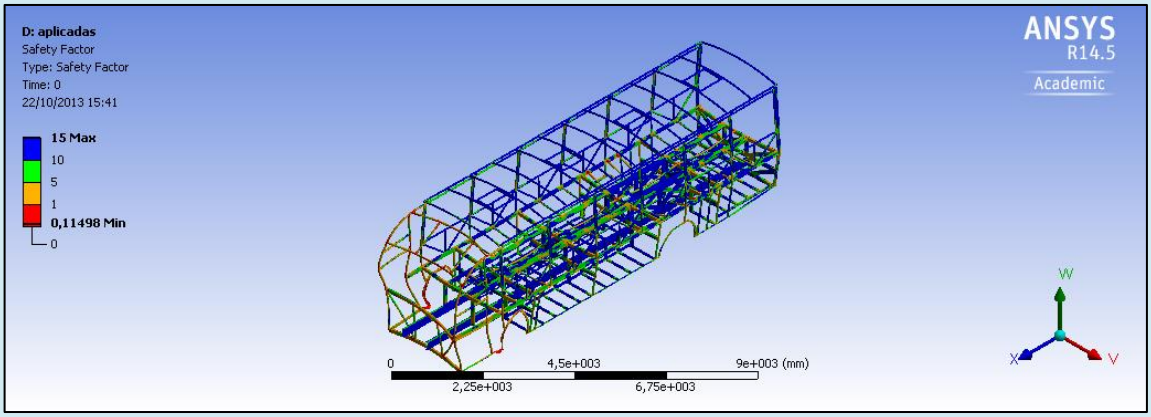


Figura 3.111. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 24,405 mm	83,3 MPa	Mín.: 10 Máx.: 15	Mín.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS
Al aplicar todas las cargas que debe soportar la estructura se tiene una deformación en la parte frontal con una valor máximo de 24,405mm que es aceptable ya que no afecta al área de supervivencia que pide la normativa, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (83,3 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), el factor de seguridad es el indicado en toda la estructura así mismo como el factor de seguridad de fatiga.

Tabla 3.26. Resultados de la simulación frente a las cargas reales y colisión. **Fuente.** Los autores

APLICADAS Y COLISIÓN
A continuación se establece la dirección posición y magnitud de las cargas reales y colisión de la estructura sobre el modelo propuesto, misma que se aplica según pide la normativa.

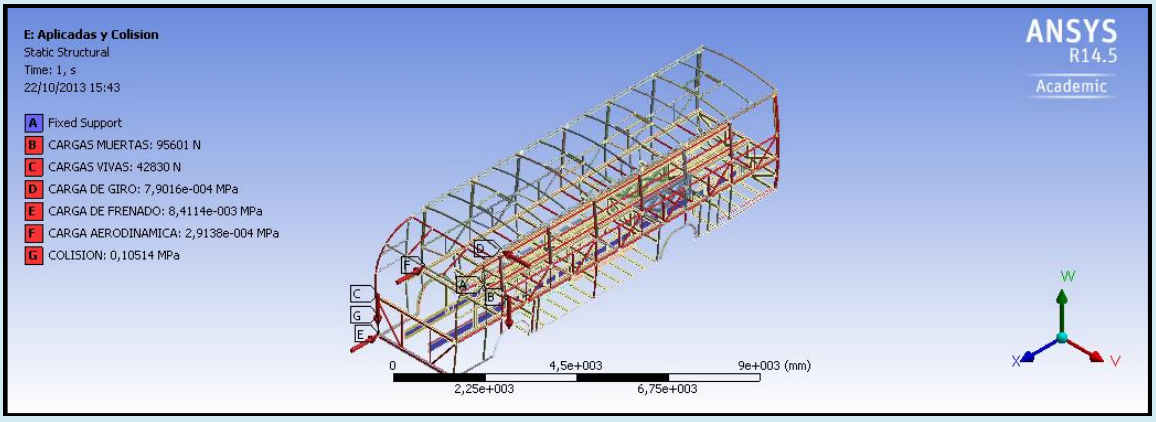


Figura 3.112. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Muestra la gráfica 3.113 la deformación total frente a las cargas reales y colisión de la estructura con una deformación máxima de 314,25 mm en el frente.

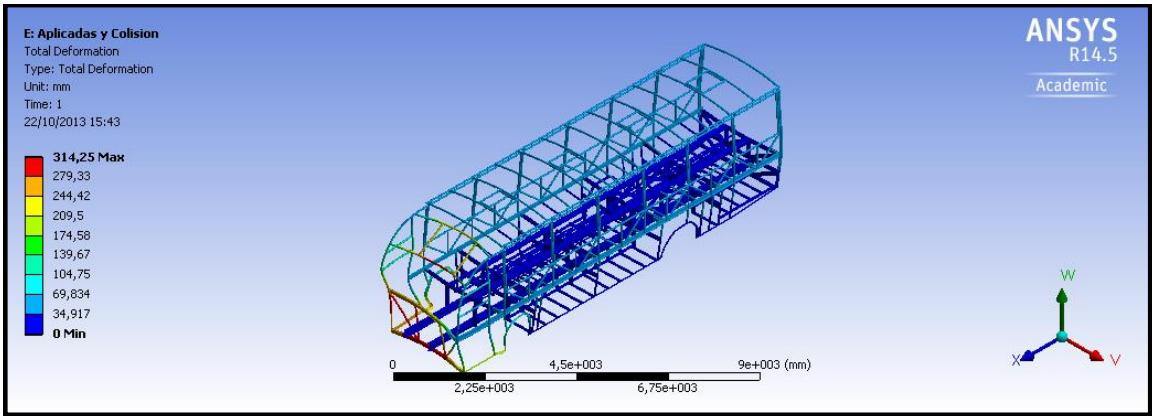


Figura 3.113. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se indica en la gráfica 3.114 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas reales y colisión de la estructura donde el máximo esfuerzo es 9901,2 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 240 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

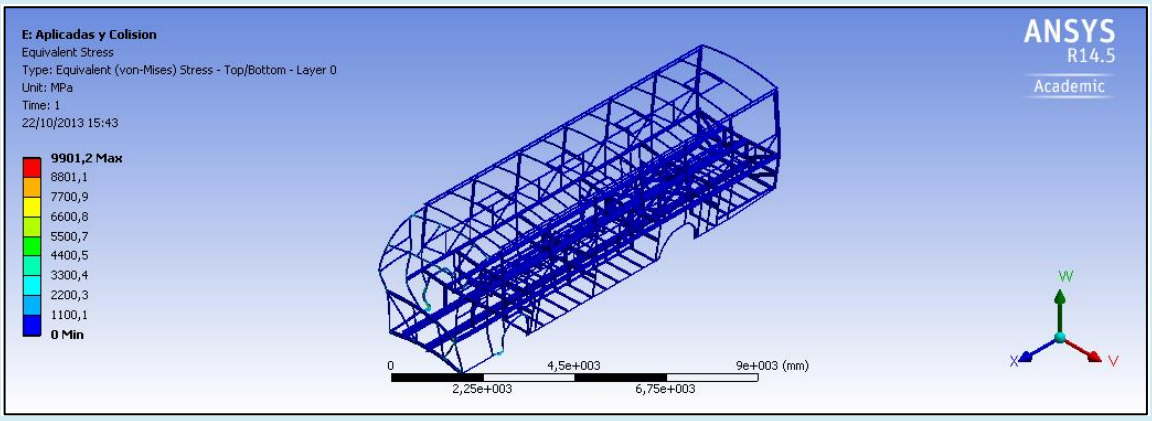


Figura 3.114. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.115 se determina el factor de seguridad frente a las cargas reales y colisión de la estructura donde lo mínimo se da en el frente con un valor de 0,025249.

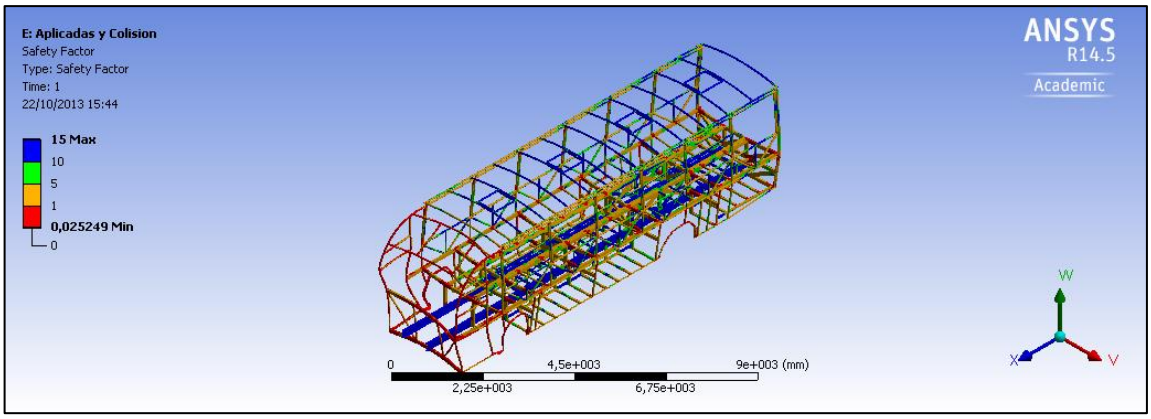


Figura 3.115. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.116 presenta el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene un valor de 0,008706.

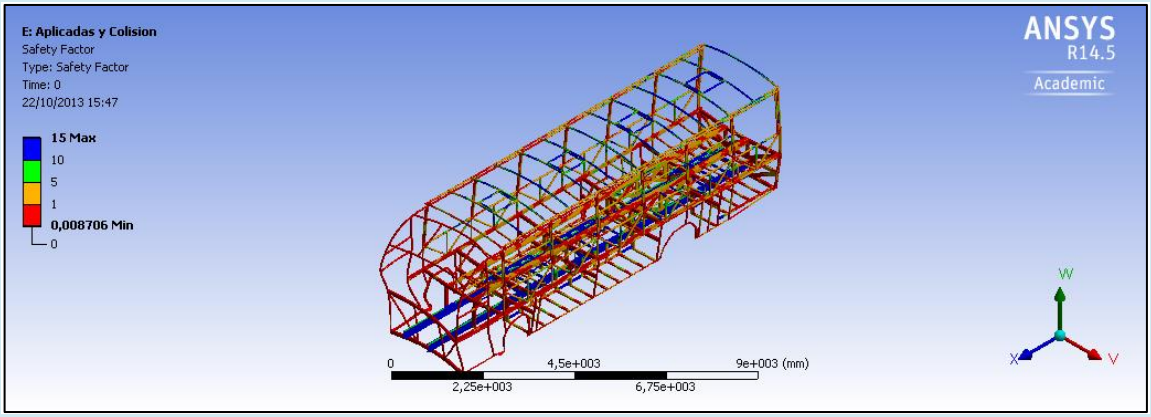


Figura 3.116. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 314,25 mm	240 MPa	Mín.: 0,025249 Máx.: 15	Mín.: 0,008706 Máx.: 15

ANÁLISIS
Al colocar una fuerza de colisión más las fuerzas que soporta la estructura se obtuvo la deformación máxima de 314,25mm en la parte frontal el mismo que se encuentra dentro de la normativa que requiere que la deformación no sea mayor a 1/240 veces la longitud, de la misma manera el coeficiente de Von Mises su valor del es admisible (240 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), en lo que refiere a los factores de seguridad por carga y de fatiga se tiene un valor aceptable dentro de los valores máximos y mínimos.

3.4.3.3 SEGUNDA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO.

Una vez concluida la simulación de la optimización se han encontrado aún algunas deficiencias en la deformación, misma que es demasiado pronunciada; para mejorar la eficiencia de la estructura se procederá a modificar el espesor de los tubos de la sección frontal de 2 a 4 mm; mismos que mejorarán la resistencia de la estructura.

A. SIMULACIÓN DE CARGAS ESTÁTICAS

Tabla 3.27. Resultados de la simulación frente a la carga de resistencia de la estructura.

Fuente. Los autores

RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA
A continuación se observa la dirección posición y magnitud de la carga de resistencia de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica sobre el techo según pide la normativa.

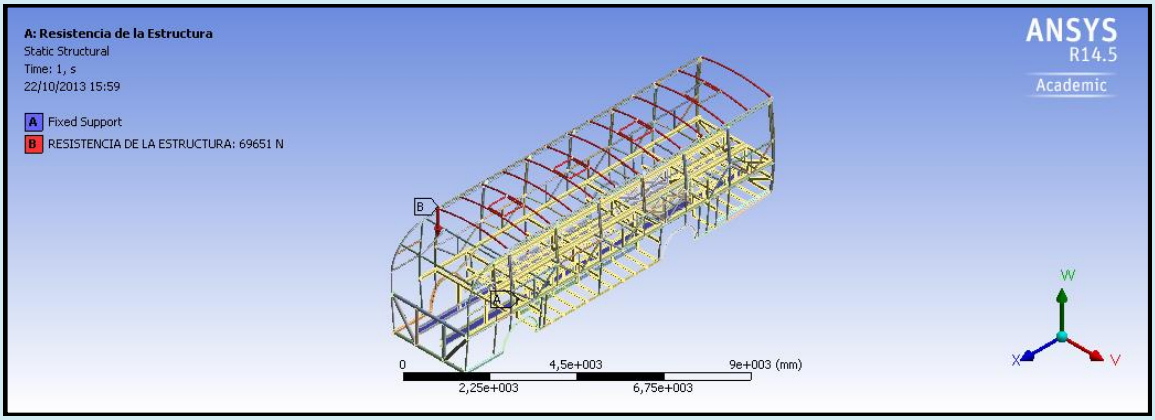


Figura 3.117. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Presenta la gráfica 3.118 la deformación total frente a la carga de resistencia de la estructura con una deformación máxima de 10,282 mm en el techo.

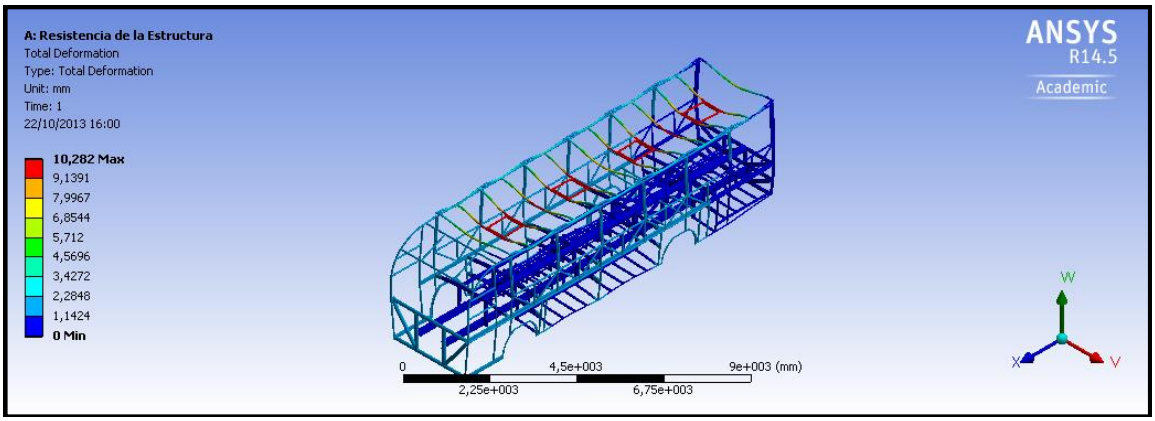


Figura 3.118. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.119 se tiene el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga de resistencia de la estructura donde el máximo esfuerzo es 566,25 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 62,917 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

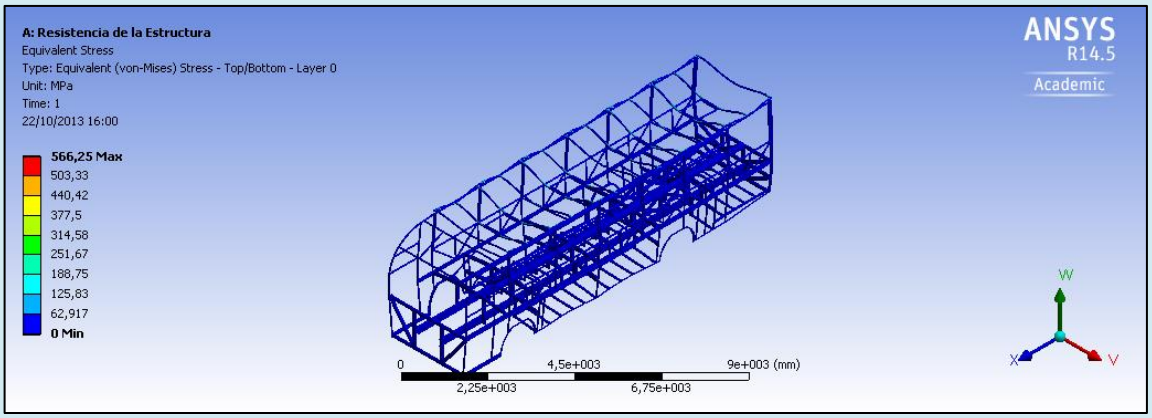


Figura 3.119. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.120 se mira el factor de seguridad frente a la carga de resistencia de la estructura donde lo mínimo tiene valor de 5.

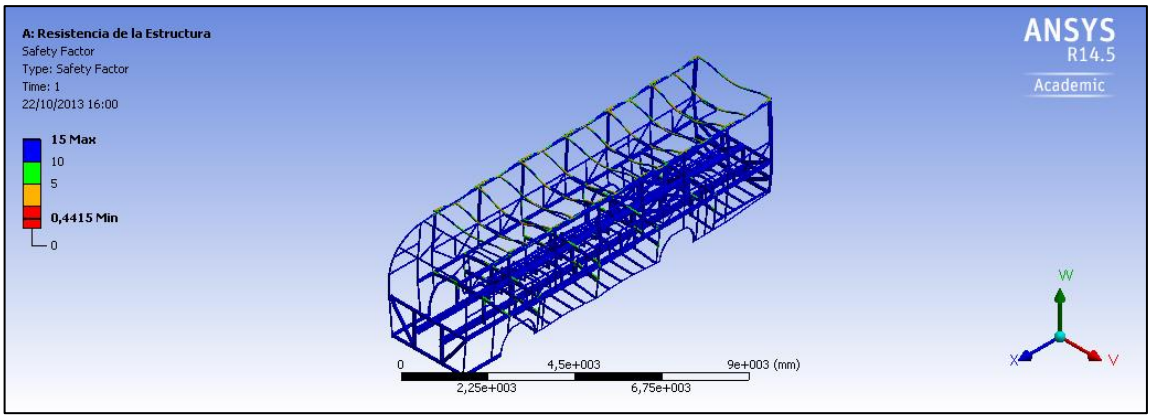


Figura 3.120. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Se indica en la gráfica 3.121 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 1.

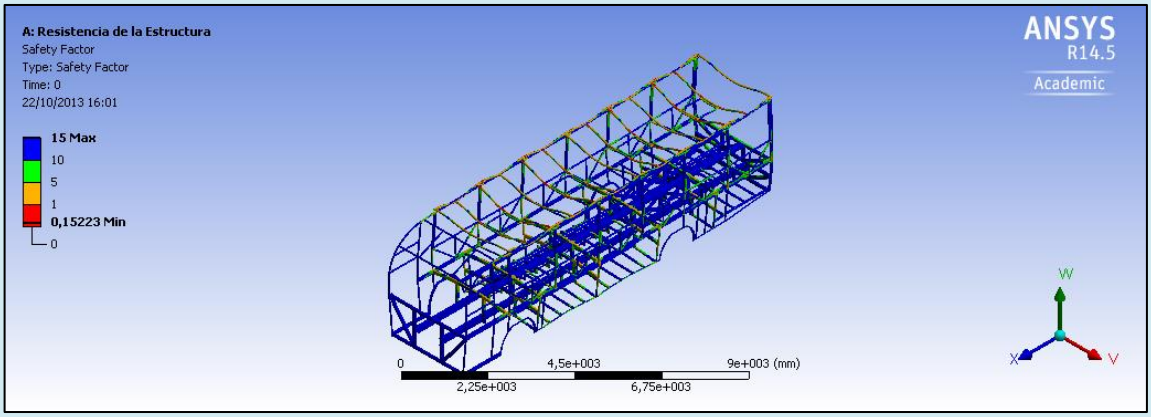


Figura 3.121. Factor de seguridad de la estructura propuesta. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Techo 10,282 mm	62,917 MPa	Mín.: 5 Máx.: 15	Mín.: 1 Máx.: 15

ANÁLISIS
Al aplicar las cargas muertas se obtuvo una deformación máxima de 10,282mm valor que se encuentra dentro de lo establecido por la normativa que indica no debe superar los 70 mm, el coeficiente de Von Mises es admisible (62,917 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), el factor de seguridad es un valor adimensional donde lo máximo se da en toda la estructura; el factor de fatiga del material de acuerdo a la carga soportada presenta un valor mínimo de 1.

Tabla 3.28. Resultados de la simulación frente a las cargas estáticas. **Fuente.** Los autores

ESTÁTICAS
A continuación se plantea la dirección posición y magnitud de la carga estática de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica sobre el piso según pide la normativa.

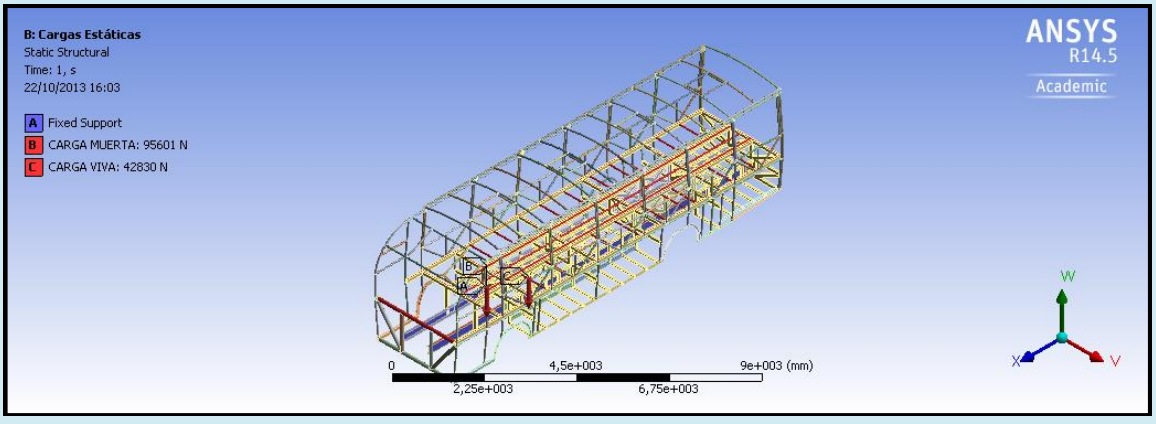


Figura 3.122. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.123 se determina la deformación total frente a la carga estática de la estructura con una deformación máxima de 5,0026 mm en el piso.

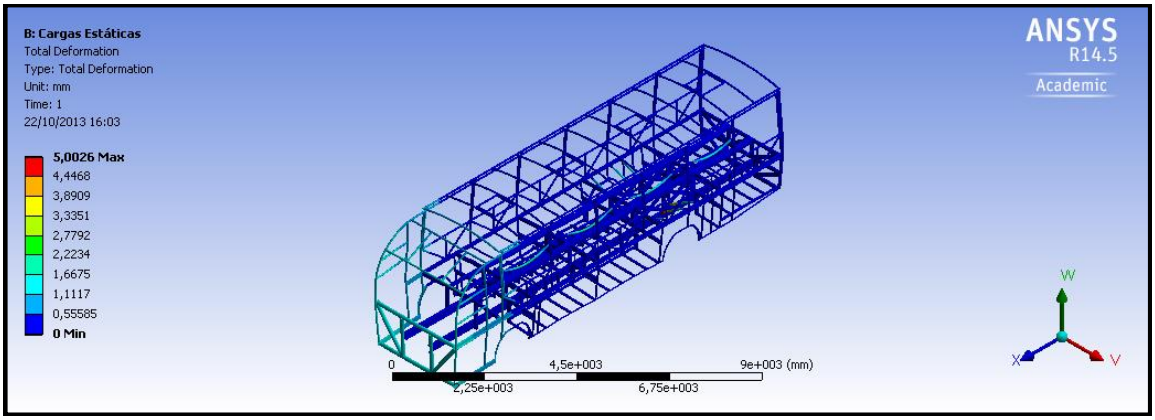


Figura 3.123. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.124 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a la carga estática de la estructura donde el máximo es 205,94 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 22,883 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

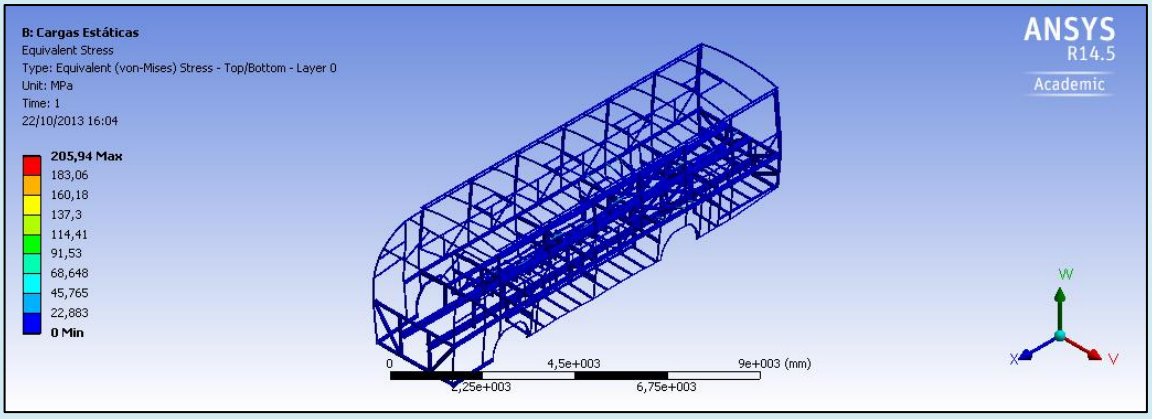


Figura 3.124. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Presenta la gráfica 3.125 el factor de seguridad frente a la carga estática de la estructura donde lo mínimo tiene valor de 15.

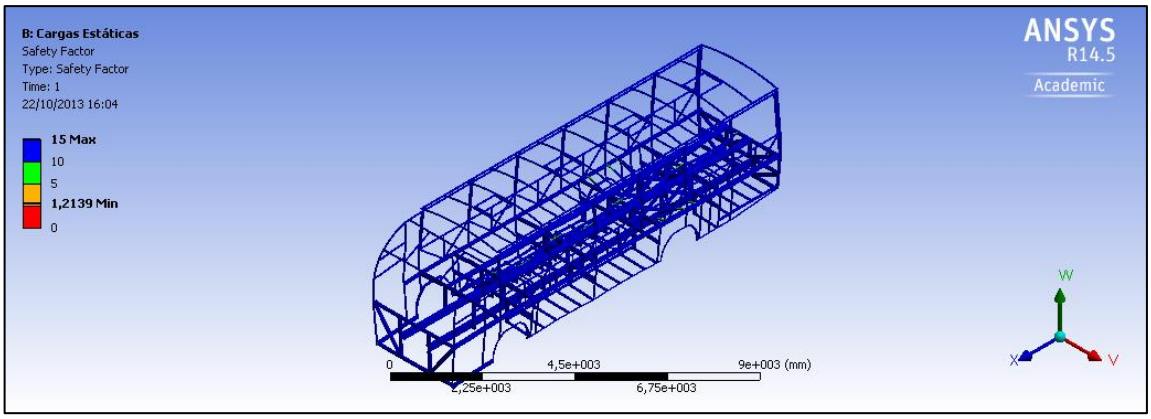


Figura 3.125. Factor de seguridad a la carga. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.126 se indica el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 5.

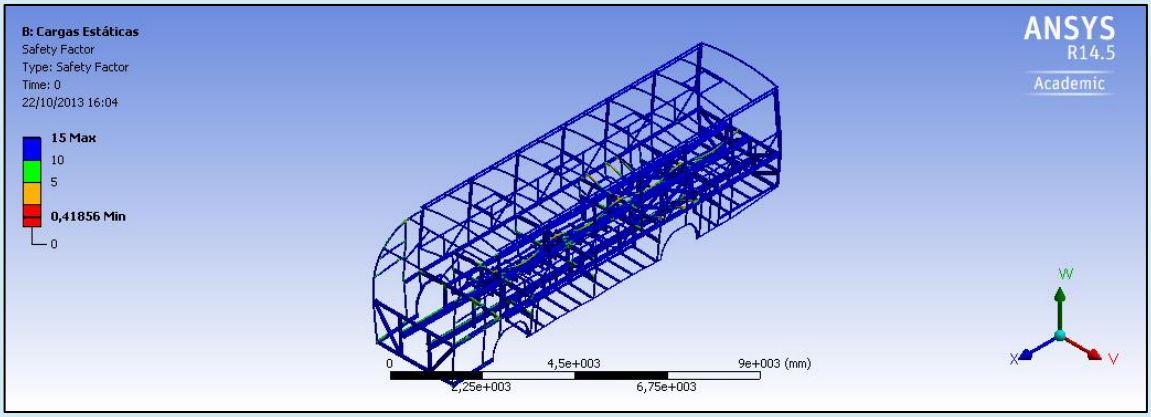


Figura 3.126. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Piso 5,0026 mm	22,883 MPa	Mín.: 15 Máx.: 15	Mín.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS
Al aplicar las cargas vivas y muertas la estructura presenta una deformación máxima de 5,0026 mm en el piso del bus lo cual no invade la zona de supervivencia, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (22,883 MPa)ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), el factor de seguridad es óptimo para toda la estructura; en cuanto al factor de seguridad por fatiga es similar al factor se seguridad teniendo un valor mínimo de 5.

B. SIMULACIÓN DE CARGAS DINÁMICAS

Tabla 3.29. Resultados de la simulación frente a las cargas dinámicas.

Fuente. Los autores

DINÁMICAS
A continuación se representa la dirección posición y magnitud de las cargas dinámicas de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica sobre el techo según pide la normativa.

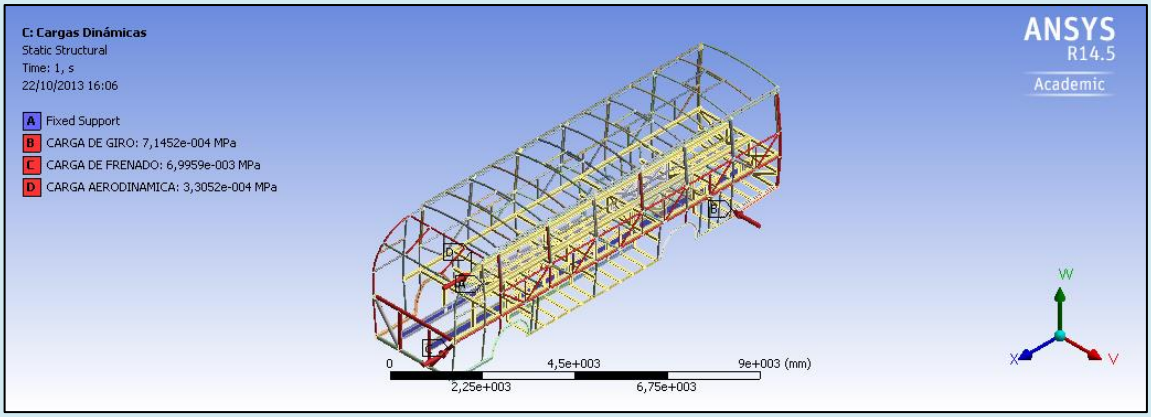


Figura 3.127. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.128 la deformación total frente a las cargas dinámicas de la estructura con una deformación máxima de 13,565 mm en el frente.

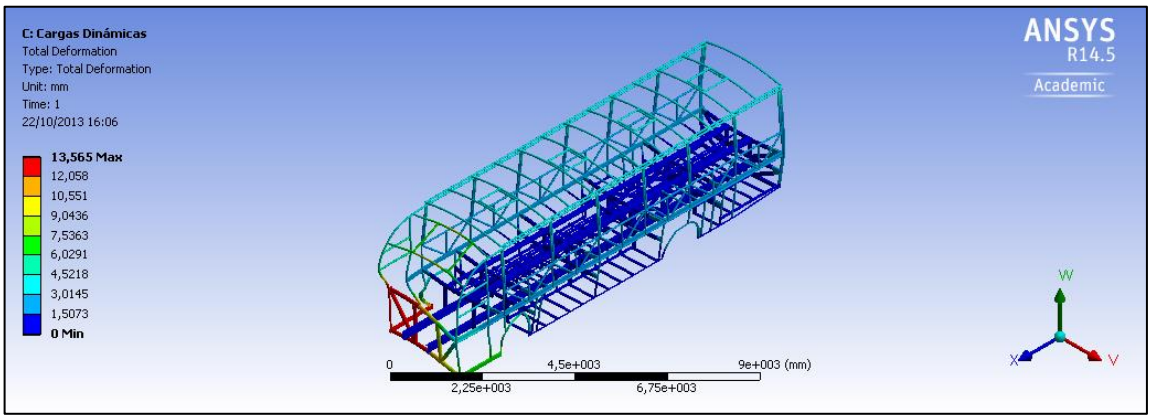


Figura 3.128. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.129 tiene el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas dinámicas de la estructura donde el máximo esfuerzo es 472,04 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 52,449 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

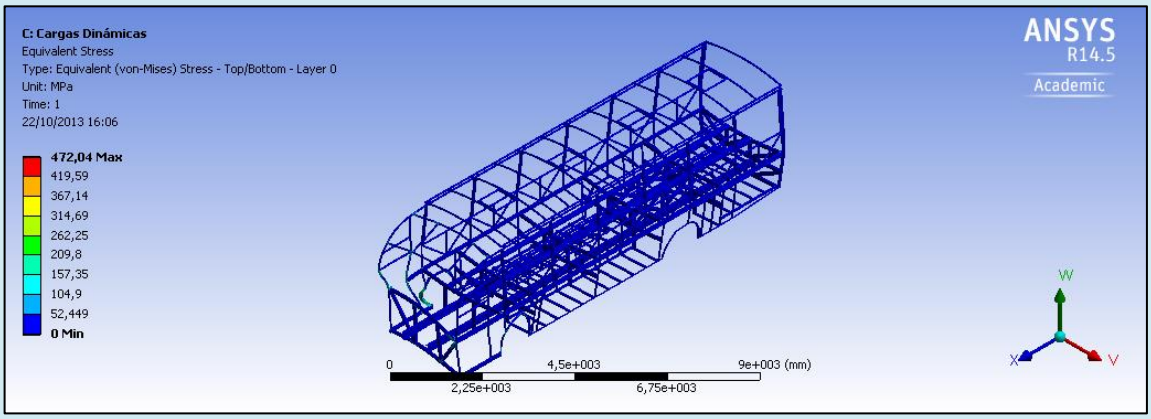


Figura 3.129. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

Indica la gráfica 3.130 el factor de seguridad frente a las cargas dinámicas de la estructura donde lo mínimo es 1.

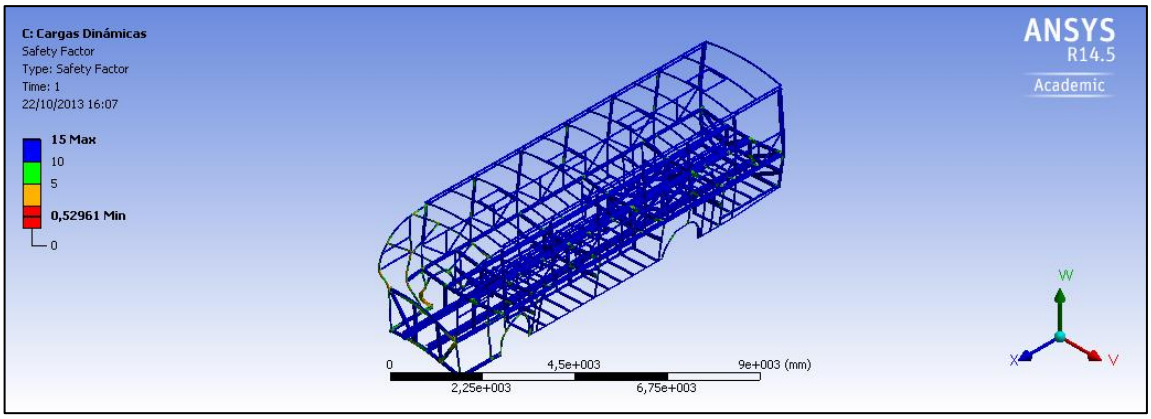


Figura 3.130. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

La gráfica 3.131 muestra el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene un valor de 1.

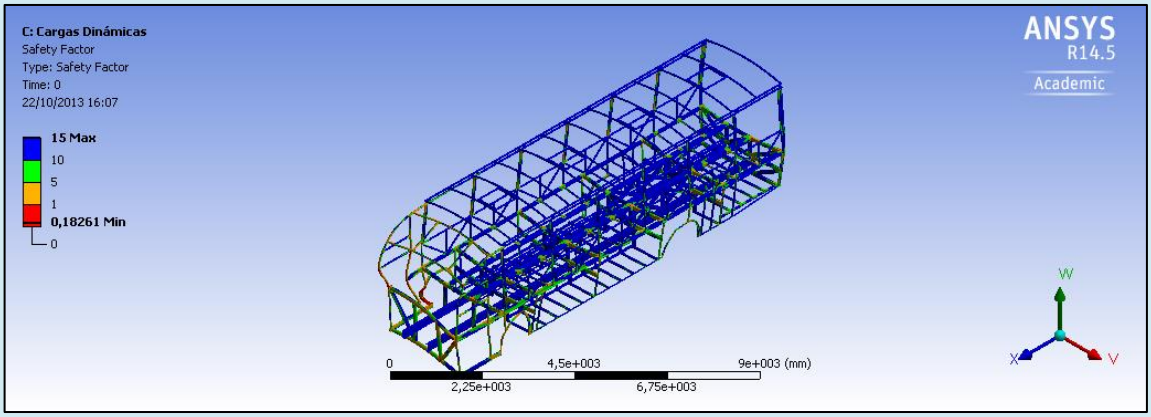


Figura 3.131. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 13,565 mm	52,449 MPa	Mín.: 10 Máx.: 15	Mín.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS
La respuesta de la estructura soportando las cargas dinámicas muestra una deformación máxima de 13,565 mm en la parte frontal valor que no afecta dentro del área de supervivencia que pide la normativa, el coeficiente de Von Mises es admisible (52,449 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), el factor de seguridad frente a estas cargas es óptimo en toda la estructura; el factor de seguridad de fatiga es similar al factor de seguridad con un valor mínimo de 5.

C. COMBINACIONES

Tabla 3.30. Resultados de la simulación frente a las cargas s reales. **Fuente.** Los autores

REALES
A continuación se indica la dirección posición y magnitud de las cargas reales de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica según pide la normativa.

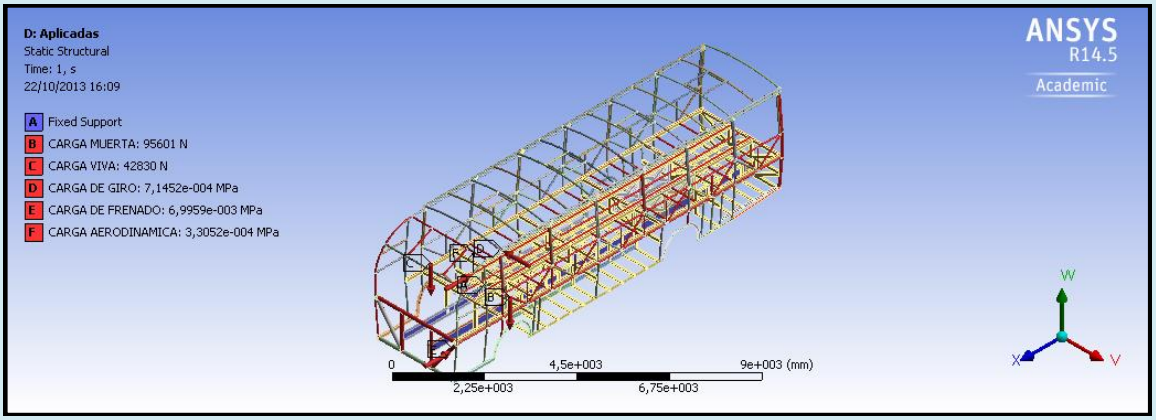


Figura 3.132. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.133 se observa la deformación total frente a las cargas reales de la estructura con una deformación máxima de 14,182 mm en el frente.

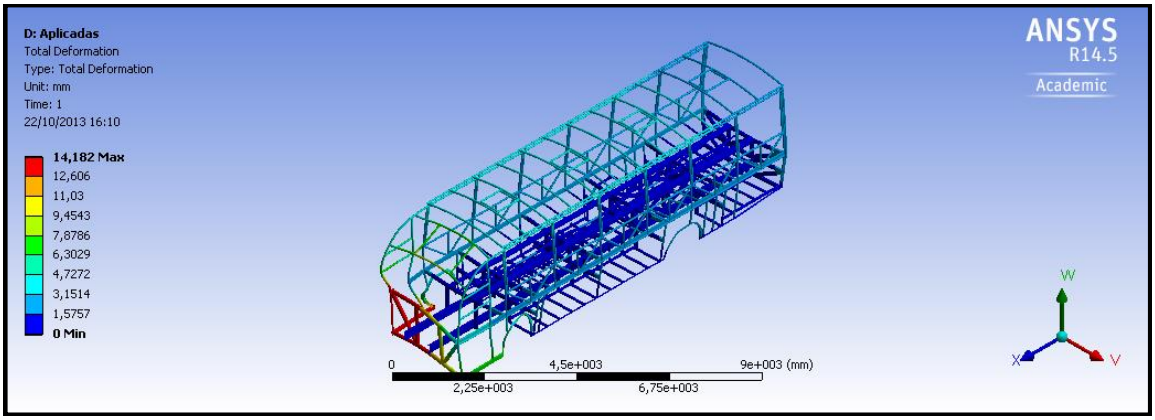


Figura 3.133. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se indica en la gráfica 3.134 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas reales de la estructura donde el máximo esfuerzo es 482,76 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 53,64 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

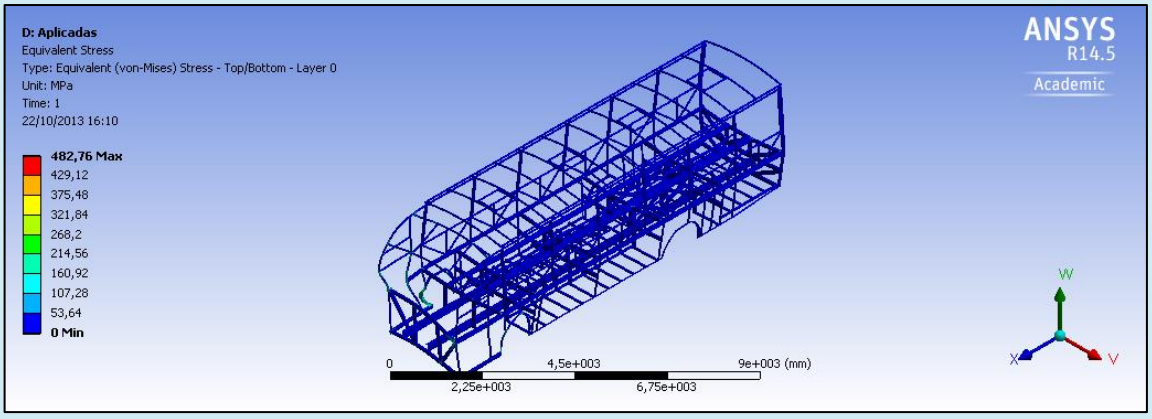


Figura 3.134. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.135 se presenta el factor de seguridad frente a las cargas reales de la estructura donde lo mínimo es 1.

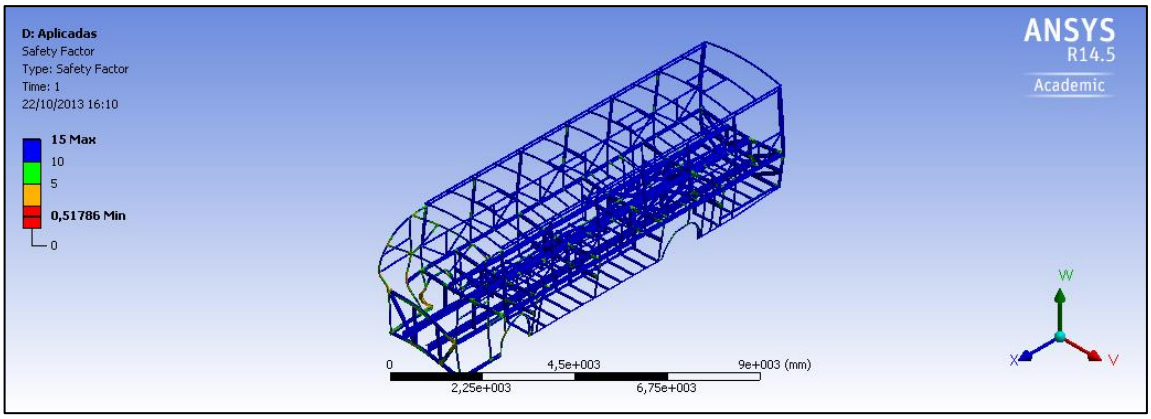


Figura 3.135. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Se visualiza la gráfica 3.136 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene valor de 1.

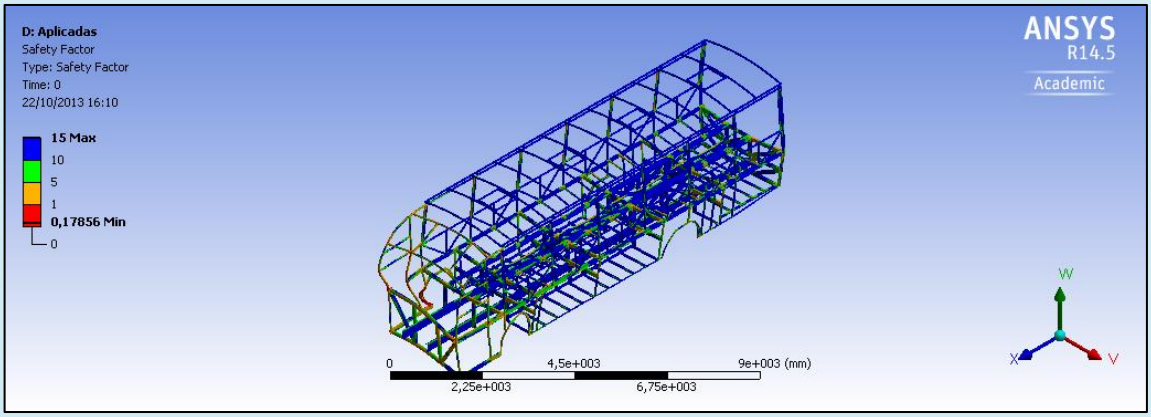


Figura 3.136. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 14,182 mm	53,64 MPa	Mín.: 10 Máx.: 15	Mín.: 5 Máx.: 15

ANÁLISIS
Al colocar todas las cargas que debe soportar la estructura se tiene una deformación en la parte frontal con una valor máximo de 14,182mm que es aceptable ya que no afecta al área de supervivencia que pide la normativa, el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (53,64 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), el factor de seguridad es el indicado en toda la estructura así mismo como el factor de seguridad de fatiga.

Tabla 3.31. Resultados de la simulación frente a las cargas reales y colisión. **Fuente.** Los autores

REALES Y COLISIÓN
A continuación se representa la dirección posición y magnitud de las cargas reales y colisión de la estructura sobre el modelo convencional, misma que se aplica según pide la normativa.

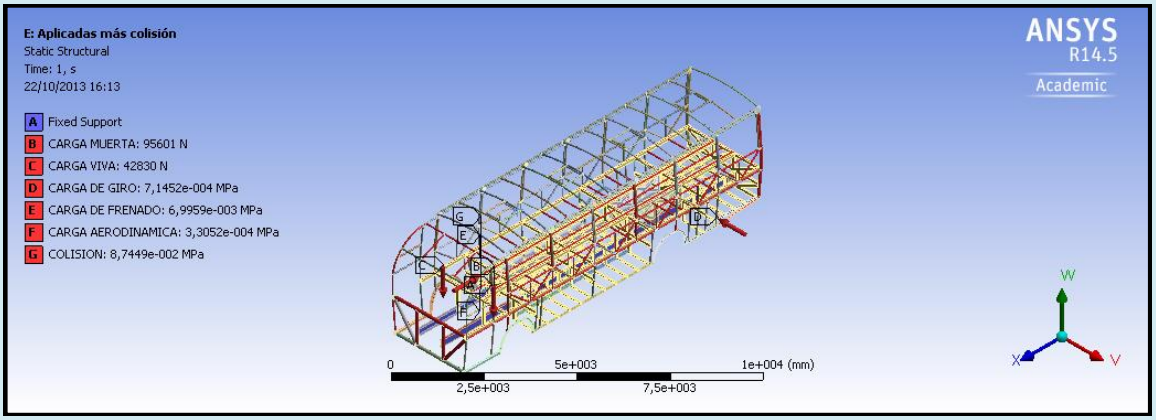


Figura 3.137. Aplicación de la carga. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.138 se indica la deformación total frente a las cargas reales y colisión de la estructura con una deformación máxima de 175,06 mm en el frente.

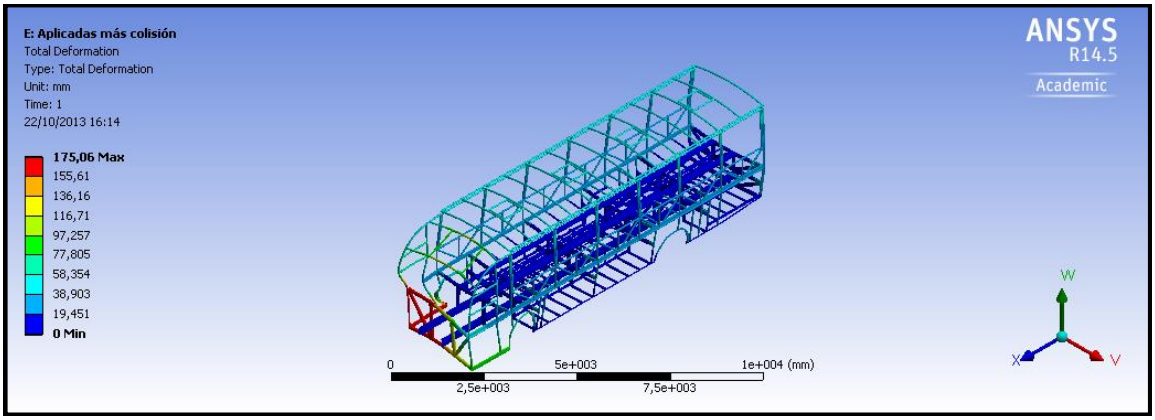


Figura 3.138. Deformación de la estructura. **Fuente.** Los Autores

Se observa en la gráfica 3.139 el esfuerzo equivalente de von Mises frente a las cargas reales y colisión de la estructura donde el máximo esfuerzo es 6013,1 MPa en las uniones, valor que no se tomara en cuenta porque el software no reconoce las uniones como partes soldadas; entonces el valor a considerar es 230 MPa que es el valor real del coeficiente de Von Mises en la estructura.

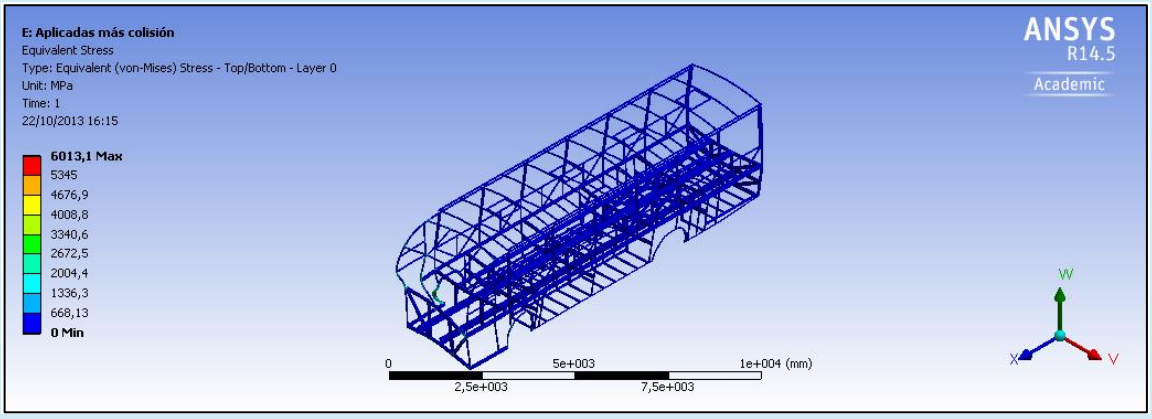


Figura 3.139. Esfuerzo equivalente de von Mises. **Fuente.** Los Autores

En la gráfica 3.140 se tiene el factor de seguridad frente a las cargas reales y colisión de la estructura donde lo mínimo se da en el frente con un valor de 0,041576.

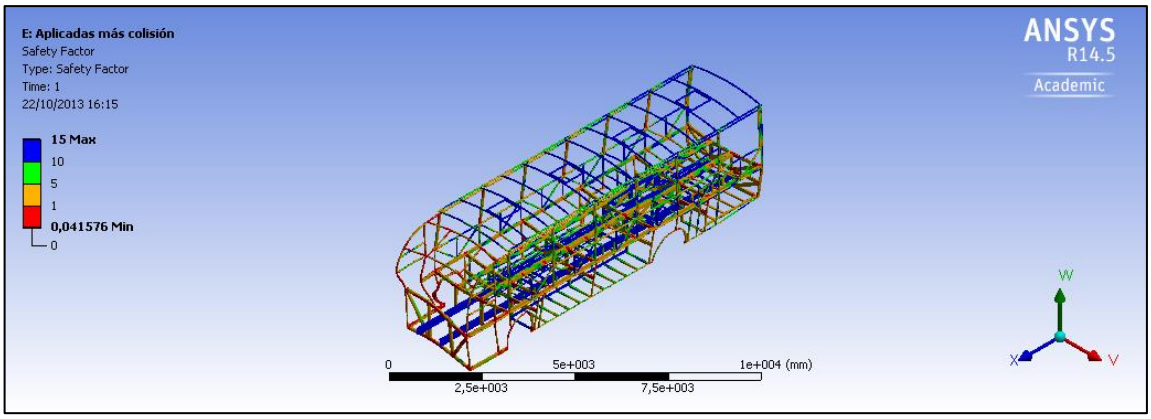


Figura 3.140. Factor de seguridad. **Fuente.** Los Autores

Se muestra la gráfica 3.141 el factor de seguridad a la fatiga del material, el mínimo tiene un valor de 0,014335.

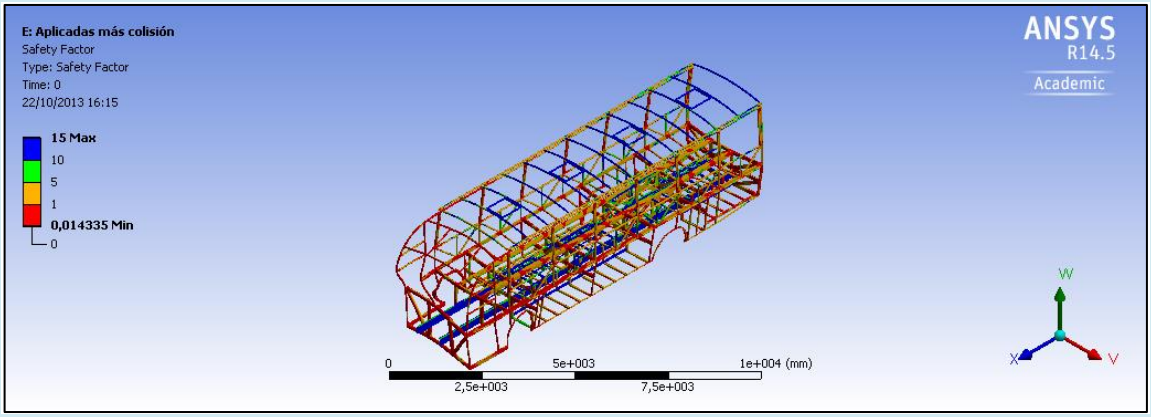


Figura 3.141. Factor de seguridad de fatiga. **Fuente.** Los Autores

RESULTADOS

Deformación máxima	**Esfuerzo equivalente de Von Mises**	**Factor de seguridad a la carga.**	**Factor de Seguridad por fatiga.**
Frente 175,06 mm	230 MPa	Mín.: 0,041576 Máx.: 15	Mín.: 0,014335 Máx.: 15

ANÁLISIS
Al aplicar una fuerza de colisión más las fuerzas que soporta la estructura se tiene la deformación máxima de 175,06mm en la parte frontal la misma que se encuentra dentro de la norma que dice que la deformación no debe ser mayor a 1/240 veces la longitud, de la misma manera el valor del coeficiente de Von Mises es admisible (230 MPa) ya que indica que el material de la estructura no presenta mayor riesgo de que llegue al límite de la fluencia (250 MPa), en lo que refiere a los factores de seguridad por carga y de fatiga se tiene un valor aceptable dentro de los valores máximos y mínimos haciendo segura la estructura.

3.4.3.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Tabla 3.32. Resultados de la deformación. **Fuente** Los Autores

DEFORMACIÓN			
CARGAS	**PROPUESTA**	**1 ra OPTIMIZACION**	**2 da OPTIMIZACION**
RESISTENCIA	40,812 mm	21,983 mm	10,282 mm
ESTATICAS	5,4557 mm	14,222 mm	5,0026 mm
DINAMICAS	23,338 mm	24,125 mm	13,565 mm
REALES	24,214 mm	24,405 mm	14,182 mm
REALES Y COLISION	301,94 mm	314.25 mm	175,06 mm

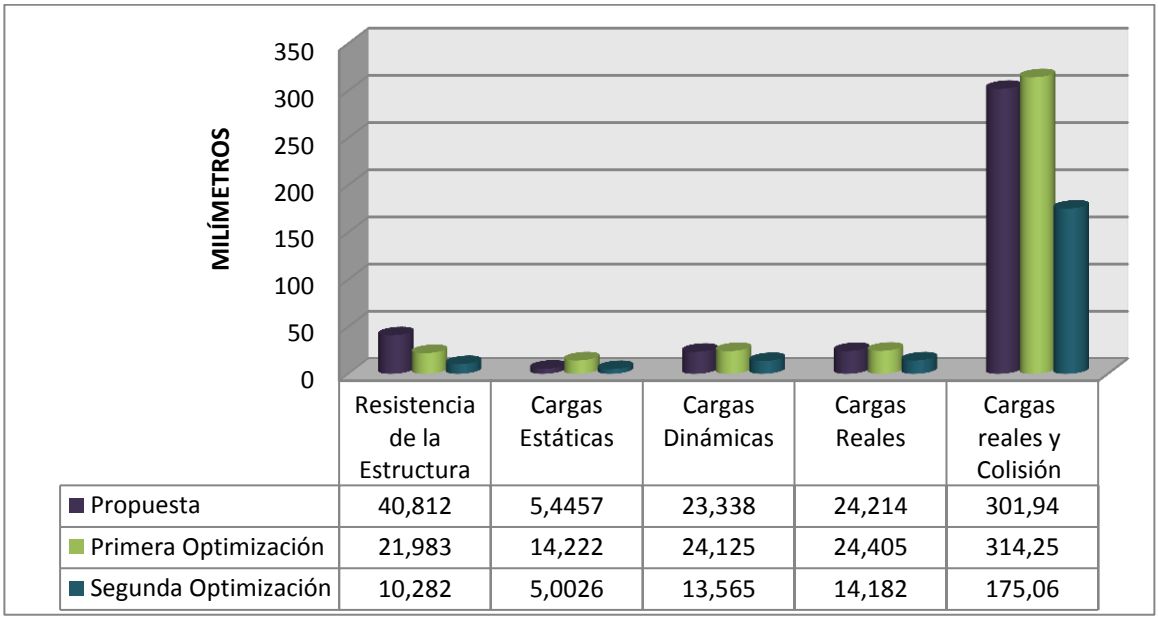


Figura 3.142. Cuadro comparativo de deformación. **Fuente.** Los Autores

En la tabla 3.32 y la gráfica 3.142 se observan los resultados de la propuesta del bus con sus respectivas optimizaciones, donde se aprecia que la deformación ha disminuido como lo requiere la normativa INEN 1323, siendo la segunda optimización la más idónea. Evidentemente la deformación frente a cargas reales es mínima sin generar ningún inconveniente con el medio de transporte.

A continuación se comparan los resultados de los valores obtenidos del criterio de ruptura de Von Mises; en esta tabla se encuentran los valores a considerar del análisis, dichos valores siempre está por debajo del coeficiente elástico del material, esto indica que los elementos de la estructura no presentarán ruptura frente a ninguna carga.

Tabla 3.33. Resultados del criterio de rotura de Von Mises. **Fuente** Los Autores

COEFICIENTE DE VON MISES			
CARGAS	**PROPUESTA**	**1 ra OPTIMIZACION**	**2 da OPTIMIZACION**
RESISTENCIA	187,51 MPa	169,44 MPa	62,917 MPa
ESTATICAS	56,533 MPa	59,051 MPa	22,883 MPa
DINAMICAS	67,715 MPa	84,108 MPa	52,449 MPa
REALES	66,68 MPa	83,3 MPa	53,64 MPa
REALES Y COLISION	200 MPa	240 MPa	230 MPa

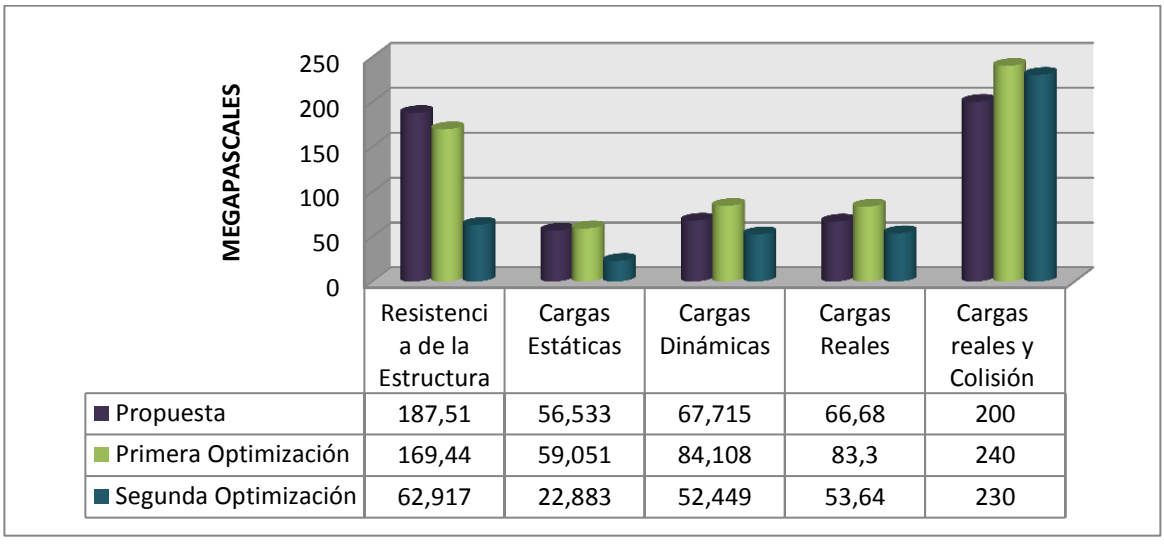


Figura 3.143. Cuadro comparativo de criterio de Von Mises. **Fuente.** Los Autores

Se presenta en la tabla 3.33 y la figura 3.143, los resultados de acuerdo al criterio de Von Mises con respecto a las diferentes cargas aplicadas, donde la segunda optimización es la más adecuada ya que presentan un valor bajo de ruptura del material con respecto a la propuesta inicial. Obviamente este valor está muy por debajo en consideración al coeficiente elástico del Acero ASTM – A36 que es de 250 Mpa.

Tabla 3.34. Resultados del factor de seguridad a la carga. **Fuente** Los Autores

FACTOR DE SEGURIDAD A LA CARGA			
CARGAS	**PROPUESTA**	**1ra OPTIMIZACION**	**2da OPTIMIZACION**
RESISTENCIA	Mín.: 5	Mín.: 5	Mín.: 5
ESTATICAS	Mín.: 10	Mín.: 10	Mín.: 15
DINAMICAS	Mín.: 10	Mín.: 10	Mín.: 10
REALES	Mín.: 10	Mín.: 10	Mín.: 10
REALES Y COLISION	Mín.: 0,03236	Mín.: 0,025249	Mín.: 0,041576

En la tabla 3.34 se indica los resultados del factor de seguridad con respecto a la carga aplicada sobre la estructura del bus donde se aprecia que el factor de seguridad incrementa en toda la estructura.

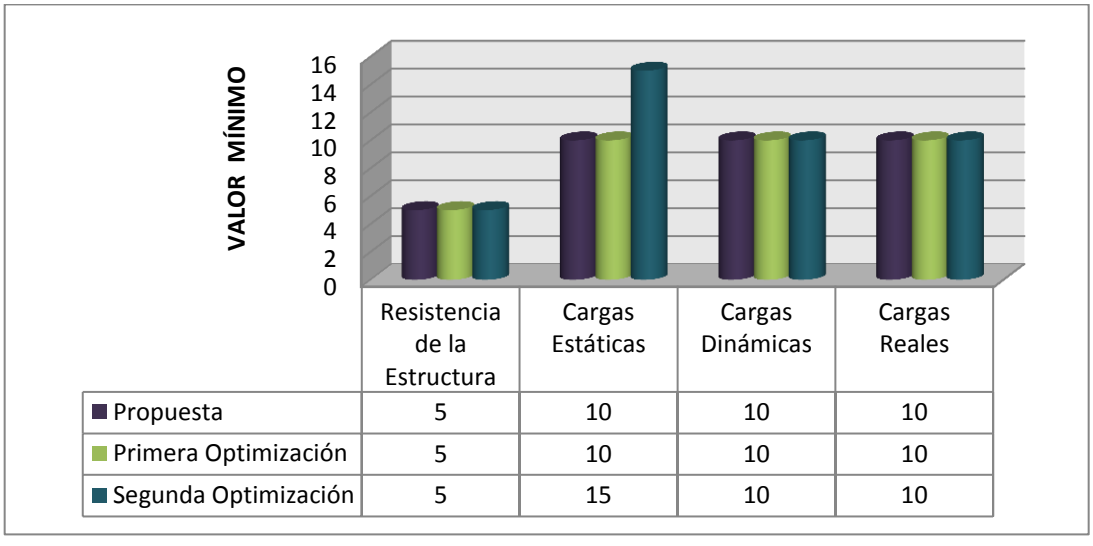


Figura 3.144. Cuadro comparativo – Factor de seguridad carga. **Fuente.** Los Autores

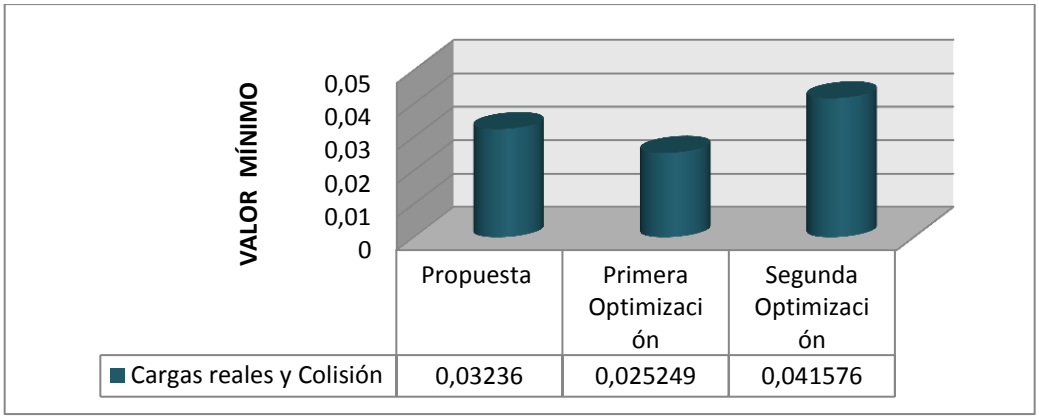


Figura 3.145. Cuadro comparativo – Factor de seguridad a la carga de colisión.

Fuente. Los Autores

Los datos obtenidos frente a diferentes cargas sin colisión (figura 3.144) no dañan considerablemente a la estructura, razón por la cual se comparan los resultados frente a la carga de colisión en la figura 3.154; donde se observa que el factor de seguridad aumento convirtiendo a la segunda optimización en la mejor opción.

Tabla 3.35. Resultados del Factor de Seguridad de la fatiga del material. **Fuente** Los Autores

FACTOR DE SEGURIDAD A LA FATIGA			
CARGAS	**PROPUESTA**	**PRIMERA OPTIMIZACION**	**SEGUNDA OPTIMIZACION**
RESISTENCIA	Mín.: 1	Mín.: 1	Mín.: 1
ESTATICAS	Mín.: 5	Mín.: 5	Mín.: 5
DINAMICAS	Mín.: 5	Mín.: 5	Mín.: 5
REALES	Mín.: 5	Mín.: 5	Mín.: 5
REALES Y COLISION	Mín.: 0,011161	Mín.: 0,008706	Mín.: 0,014335

Los resultados del factor de seguridad a la fatiga del material, se puede apreciar en la tabla 3.35; el valor ha incrementado en la segunda optimización con respecto a la propuesta inicial mejorando de esta manera la vida útil de la estructura.

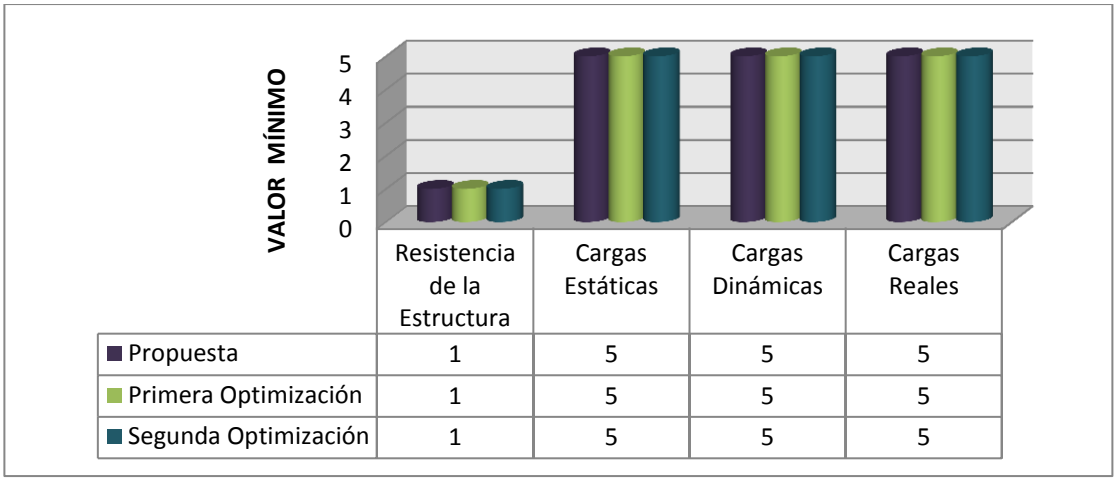


Figura 3.146. Cuadro comparativo – Factor de seguridad fatiga. **Fuente.** Los Autores

La carga de resistencia de la estructura no es una carga real que se aplica en el bus; es esa una de las razones que hacen que el factor de seguridad en la sección del techo del bus sea tan bajo; sin embargo la estructura propuesta y sus optimizaciones presentan un valor alto de factor de seguridad a la fatiga frente a las cargas que realmente se aplican al bus en el trabajo real, siendo este de 5.

En la figura 3.147 se muestra el factor de seguridad ofrecen la estructura propuesta y sus optimizaciones frente a la carga de colisión; estos valores son bajos, pero se busca mejorar lo máximo posible el coeficiente; y la mejor opción se observa en la segunda optimización, misma que presenta las mejores prestaciones para ser seleccionada como la estructura propuesta para continuar con este proyecto.

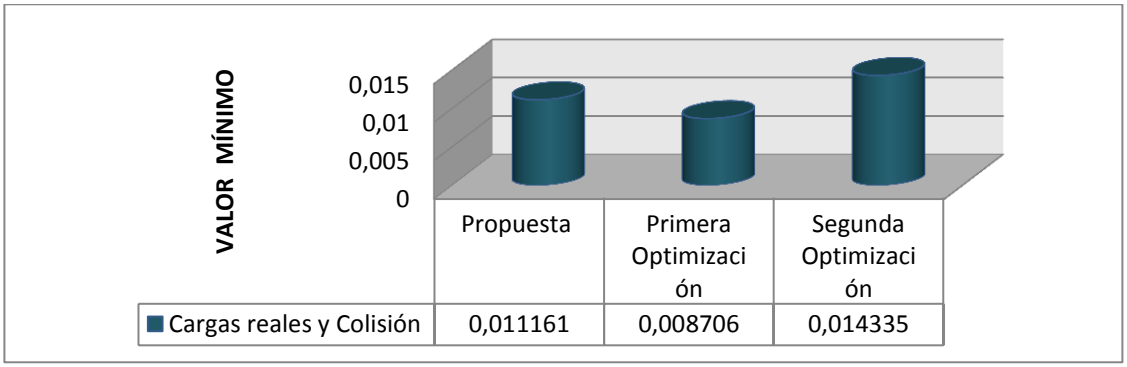


Figura 3.147. Cuadro comparativo – Factor de seguridad fatiga en la carga de colisión. **Fuente.** Los Autores

3.4.3.5 PLANOS TÉCNICOS DEL DISEÑO FINAL

Los planos técnicos se indican en el anexo 5.

CAPÍTULO 4
CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS DE DEFORMACIÓN DE LOS MODELOS A ESCALA DE LA ESTRUCTURA PROPUESTA VERSUS UNA CONVENCIONAL.

4.1 INTRODUCCIÓN

A continuación se procede a realizar la parte experimental de este proyecto de investigación, misma que trata de observar físicamente lo que sucede con las estructuras tanto del modelo de bus convencional como la de la propuesta; esto con el fin de apreciar físicamente y comparar lo que sucede con los buses en una colisión en iguales condiciones.

Para lograr este objetivo se parte de la construcción de modelos a escala de las estructuras, mismas que referencian su dimensionamiento en la teoría de los modelos análogos. Este capítulo concluirá con el levantamiento de datos y el análisis de estos resultados.

4.2 TEORÍA DE LOS MODELOS A ESCALA[1].

Un modelo es un bosquejo que representa un conjunto real con cierto grado de precisión y en la forma más completa posible. Los modelos son muy útiles para describir, explicar o comprender mejor la realidad, cuando es imposible trabajar directamente en la realidad en sí.

Los criterios principales que un modelo debe cumplir son:

- Debe ser lo más simple posible.
- No debe ser incompatible con las teorías establecidas en los campos de estudio relacionados.
- Debe ser capaz de predecir fenómenos que puedan ser comprobados experimentalmente.

[1] Cristallini. Tipos de modelado analítico de fenómenos reales. 1ra ed. España. 2005. 3.

Para que resulten útiles en investigación, los modelos han de ser menos complicados y de más fácil manejo que las situaciones reales. Por ello su elaboración oscila entre dos aspectos opuestos:

- Deben representar la realidad con la mayor fidelidad posible.
- Al mismo tiempo, han de ser manejables.

Figura 4.1. Modelo a escala. **Fuente.** www.chilebuses.cl

Existen varios tipos de modelos o modelados que se pueden realizar para analizar un hecho real, se puede utilizar uno o varios dependiendo del hecho analizado, de los recursos utilizados o la similitud requerida por el análisis, es así que en la siguiente figura se observan los tipos de modelados según una clasificación por su tipo:

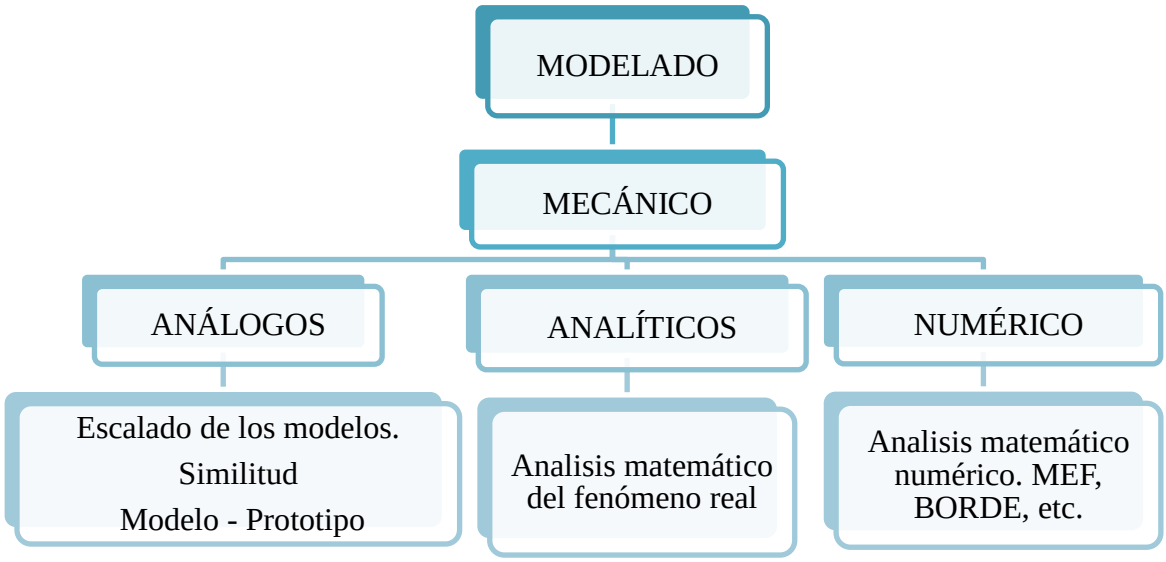


Figura 4.2. Tipos de modelado analítico de fenómenos reales. **Fuente.** Cristallini. Tipos de modelado analítico de fenómenos reales. 1ra ed. España. 2005. 3.

Para poder realizar la prueba de colisión frontal, hay que basarse en la teoría de los modelos análogos la que indica algunos parámetros para que el modelo a escala represente al sistema real de forma eficiente. Necesariamente se usa tres factores de escala independientes para poder relacionar al modelo análogo con el real[1]. Estos factores son:

- **LONGITUD** $\lambda = \frac{lm}{lp}$ $\frac{longitud\ del\ modelo}{longitud\ del\ prototipo}$
- **TIEMPO** $\tau = \frac{tm}{tp}$ $\frac{tiempo\ del\ modelo}{tiempo\ del\ prototipo}$
- **MASA** $\mu = \frac{mm}{mp}$ $\frac{masa\ del\ modelo}{masa\ del\ prototipo}$

Es así que:

- Un modelo es geométricamente similar si todas las dimensiones lineales del modelo son λ veces las equivalentes en el prototipo.
- Un modelo es cinemáticamente similar si el tiempo requerido por el modelo para que se produzca un cambio en tamaño, forma o posición es τ veces el requerido por el prototipo para que se produzca un cambio geométricamente similar.
- Un modelo es dinámicamente similar si todas las fuerzas actuantes en el modelo están relacionadas por el mismo factor de escala con las actuantes en el prototipo.

Para construir un modelo se tiene que predefinir λ, μ y τ; y todas las demás variables deben estar escaladas con estos factores (fuerzas, densidades, áreas, esfuerzos, propiedades de los materiales, etc.). Un análisis dimensional de estos factores se observa a continuación en la figura 4.3.

[1] Cristallini. Tipos de modelado analítico de fenómenos reales. 1ra ed. España. 2005. 5.

Quantity	Symbol	Units	Ratios	Scale factor
Area	A	ℓ^2	$\frac{A_m}{A_p} = \frac{(\ell_m)^2}{(\ell_p)^2}$	λ^2
Volume	V	ℓ^3	$\frac{V_m}{V_p} = \frac{(\ell_m)^3}{(\ell_p)^3}$	λ^3
Density	ρ	$\frac{m}{V}$	$\Pi = \frac{\rho_m}{\rho_p} = \frac{m_m}{m_p}\frac{(\ell_p)^3}{(\ell_m)^3}$	$\Pi = \frac{\mu}{\lambda^3}$
Velocity	v	$\frac{\ell}{t}$	$\frac{v_m}{v_p} = \frac{\ell_m/t_m}{\ell_p/t_p} = \frac{\ell_m}{\ell_p}\frac{t_p}{t_m}$	$\frac{\lambda}{\tau}$
Acceleration	a	$\frac{\ell}{t^2}$	$\frac{a_m}{a_p} = \frac{\ell_m/t_m^2}{\ell_p/t_p^2} = \frac{\ell_m}{\ell_p}\frac{t_p^2}{t_m^2}$	$\frac{\lambda}{\tau^2}$
Force	F	$\frac{m\ell}{t^2}$	$\frac{F_m}{F_p} = \frac{m_m(\ell_m/t_m^2)}{m_p(\ell_p/t_p^2)} = \frac{m_m\ell_m t_p^2}{m_p\ell_p t_m^2}$	$\frac{\mu\lambda}{\tau^2}$
Stress	σ	$\frac{F}{A}$	$\Sigma = \frac{\sigma_m}{\sigma_p} = \frac{F_m/A_m}{F_p/A_p} = \frac{F_m\ell_p^2}{F_p\ell_m^2}$	$\Sigma = \frac{\mu}{\lambda\tau^2}$
Viscosity	η	$\frac{Ft}{A}$	$\frac{\eta_m}{n_\gamma} = \frac{\sigma_s^{(m)}/\dot{\varepsilon}_s^{(m)}}{\sigma_s^{(p)}/\dot{\varepsilon}_s^{(p)}} = \frac{\sigma_s^{(m)}\dot{\varepsilon}_s^{(m)}}{\sigma_s^{(p)}\dot{\varepsilon}_s^{(m)}}$	$\Sigma\tau = \frac{\mu}{\lambda\tau}$

Figura 4.3. Factores escalares de los modelos análogos. **Fuente.** Cristallini. Tipos de modelado analítico de fenómenos reales. 1ra ed. España. 2005. 5.

Es prácticamente imposible construir un modelo donde todos los factores estén escalados correctamente. Por esto hay que hacer aproximaciones y tomar soluciones de compromiso.

4.3 CONSTRUCCIÓN DE LOS PROTOTIPOS.

Para el análisis del modelo análogo, las estructuras deben ser geométricamente similares, donde todas las dimensiones del modelo son equivalentes al real con un factor de escala $\lambda = 0{,}254$. Se definió este factor por el hecho de que relaciona dimensionalmente a todos los elementos reales de la estructura con los existentes en los centros de venta de acero necesarios para construir el prototipo.

Tabla 4.1. Materiales estructurales prototipo convencional. **Fuente.** Los autores

Elemento	Dimensiones reales	Factor λ	Redimensionado
Cuadrado	Espesor: 3 mm Alto: 40 mm Ancho: 40 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: 10 mm Ancho: 10 mm
	Espesor: 3 mm Alto: 50 mm Ancho: 50 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: 12.7 = ½” Ancho: ½”
Rectangular	Espesor: 3 mm Alto: 100 mm Ancho: 50 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: 1” Ancho: ½”
Perfiles L	Espesor: 3 mm Alto: 50 mm Ancho: 50 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: ½” Ancho: ½”
Perfiles U	Espesor: 3 mm Alto: 220 mm Ancho: 70 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: 2” Ancho: 1 ¼”
Perfiles T	Espesor: 3 mm Alto: 50 mm Ancho: 50 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: ½” Ancho: ½”

Tabla 4.2. Materiales estructurales prototipo propuesto. **Fuente.** Los autores

Elemento	Dimensiones reales	Factor λ	Redimensionado
Circular	Espesor: 4 mm Diámetro: 100 mm	* 0.254	Espesor: 1.10 mm Diámetro: 1” mm
	Espesor: 3 mm Diámetro: 50 mm	* 0.254	Espesor: 0.9 mm Diámetro: ½ “ mm
Cuadrado	Espesor: 3 mm Alto: 50 mm Ancho: 50 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: 12.7 = ½” Ancho: ½”
Rectangular	Espesor: 3 mm Alto: 100 mm Ancho: 50 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: 1” Ancho: ½”
Perfiles L	Espesor: 3 mm Alto: 50 mm Ancho: 50 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: ½” Ancho: ½”
Perfiles U	Espesor: 3 mm Alto: 220 mm Ancho: 70 mm	* 0.254	Espesor: 0.7 mm Alto: 2” Ancho: 1 ¼”

4.3.1 CONSTRUCCIÓN PROTOTIPO ESTRUCTURA CONVENCIONAL

A continuación se describe el proceso de la construcción del prototipo convencional, en el cual se utilizará diferentes perfiles que se ubicaran a lo largo del bus. Se unen mediante el tipo de unión fija de soldadura MIG.

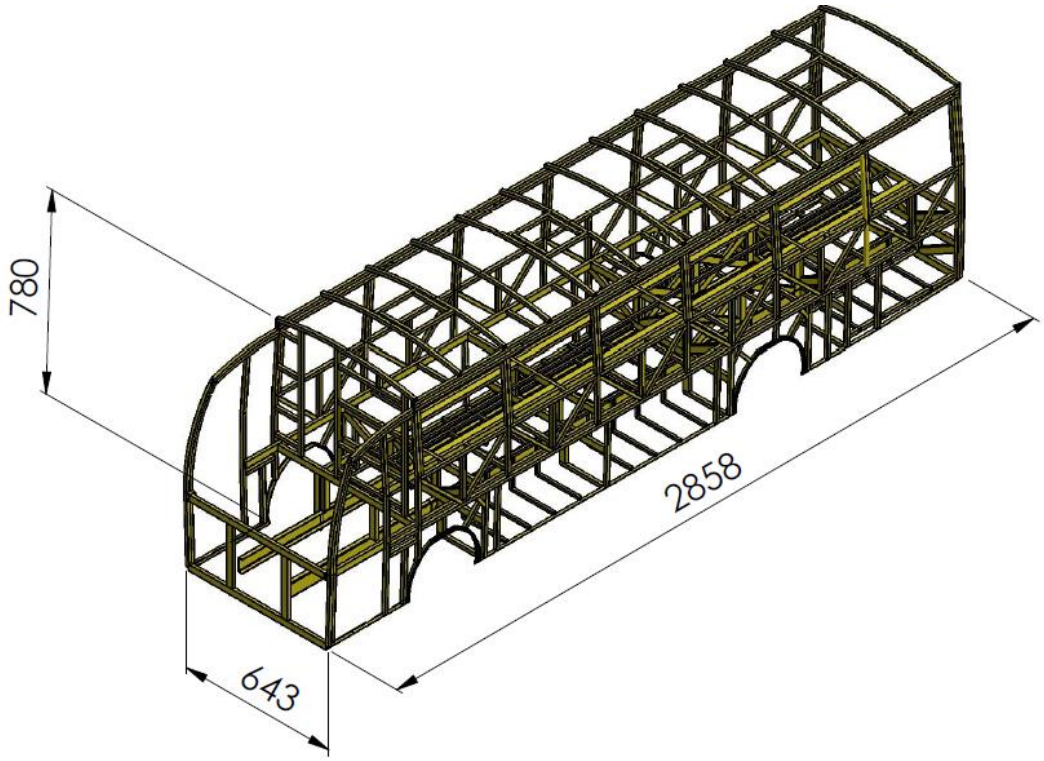


Figura 4.4. Dimensiones generales del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores.

Tabla 4.3. Construcción chasis del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Perfil tipo U	Espesor: 0,7 mm Alto: 2” Ancho: 1 ¼”	Soldadura MIG

Figura 4.5. Construcción del chasis del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores.

Tabla 4.4. Construcción del piso del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Tubo Cuadrado	Espesor: 0,7 mm Alto: ½” Ancho: ½”	Soldadura MIG
Tubo Rectangular	Espesor: 0,7 mm Alto: ½” Ancho:1”	Soldadura MIG

Figura 4.6. Construcción del piso del prototipo convencional. **Fuente**. Los Autores.

Tabla 4.5. Construcción sección lateral prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Tubo Cuadrado	Espesor: 0,7 mm Alto: ½” Ancho: ½”	Soldadura MIG

Figura 4.7. Construcción lateral del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores.

Tabla 4.6. Construcción del techo del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Tubo Cuadrado	Espesor: 0,7 mm Alto: ½” Ancho: ½”	Soldadura MIG

Figura 4.8. Construcción del techo del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores.

Tabla 4.7. Construcción del frente del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Tubo Cuadrado	Espesor: 0,7 mm Alto: ½” Ancho: ½”	Soldadura MIG
Tubo Rectangular	Espesor: 0,7 mm Alto: 1” Ancho: ½”	Soldadura MIG

Figura 4.9. Construcción del frente del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores

Para terminar la construccion de la estructura se procedio a limpiar y pulir cada uno de los tubos para a continuacion cuidarla de la corrosión a base de pintura anticorrosiva.

Figura 4.10. Prototipo convencional a escala terminado. **Fuente.** Los Autores

4.3.2 CONSTRUCCIÓN PROTOTIPO ESTRUCTURA PROPUESTA.

A continuación se describe el proceso de la construcción del prototipo propuesto, vale la pena mencionar que la característica diferencial del modelo es que su estructura exterior utiliza sección circular. Las uniones utilizadas son soldadura MIG.

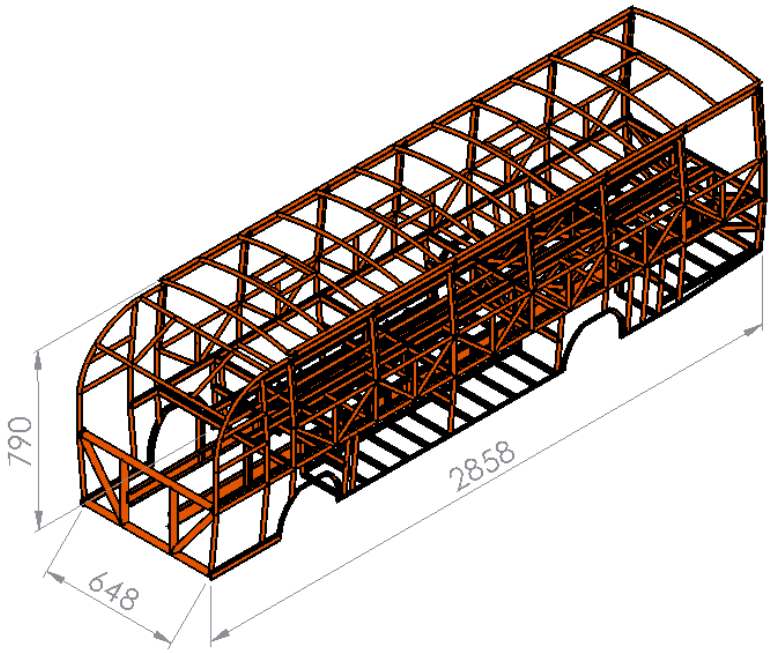


Figura 4.11. Dimensiones generales del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores.

Tabla 4.8. Construcción chasis del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Perfil tipo U	Espesor: 0,7 mm Alto: 2” Ancho: 1 ¼”	Soldadura MIG

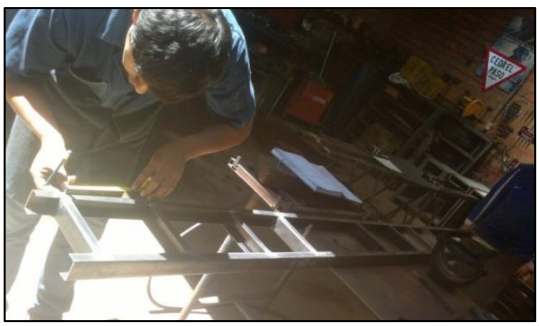


Figura 4.12. Construcción del chasis del prototipo propuesto. **Fuente**. Los Autores.

Tabla 4.9. Construcción del piso del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Tubo Cuadrado	Espesor: 0,7 mm Alto: ½” Ancho: ½”	Soldadura MIG
Tubo Rectangular	Espesor: 0,7 mm Alto: ½” Ancho:1”	Soldadura MIG
Tubo Circular	Espesor: 0,7 mm Diámetro: ½”	Soldadura MIG

Figura 4.13. Construcción del piso del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores.

Tabla 4.10. Construcción sección lateral del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Tubo Circular	Espesor: 0,7 mm Diámetro: ½”	Soldadura MIG

Figura 4.14. Construcción lateral del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores.

Tabla 4.11. Construcción del techo del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Tubo Circular	Espesor: 0,7 mm Diámetro: ½”	Soldadura MIG

Figura 4.15. Construcción del techo del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores.

Tabla 4.12. Construcción del frente del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores

MATERIAL	DIMENSIONES	TIPO DE UNIÓN
Tubo Circular	Espesor: 0,7 mm Diámetro: ½”	Soldadura MIG
Tubo Circular	Espesor: 1,1 mm Diámetro:1”	Soldadura MIG

Figura 4.16. Construcción del frente del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores

Las uniones de la sección lateral seleccionadas en el capitulo 3 también se prototiparon como se observa a continuación

Figura 4.17. Uniones sección lateral del prototipo propuesto. **Fuente**. Los Autores

Para terminar la construccion de la estructura se procedio a limpiar y pulir cada uno de los tubos para a continuacion cuidarla de la corrosión a base de pintura anticorrosiva.

Figura 4.18. Prototipo propuesto a escala terminado. **Fuente.** Los Autores

4.4 PROCESO DE PRUEBA DE COLISIÓN FRONTAL

4.4.1 DEFINICIÓN DE LA PRUEBA

El prototipo utilizado tiene un factor dimensional de longitud de $\lambda = 0{,}254$; es así que deberá tener el mismo factor para las relaciones dimensionales de masa puesto que la estructura disminuirá su tamaño pero su resistencia aumentará.

El modelo no se considera cinemáticamente igual, puesto que el tiempo de colisión real y del prototipo no se puede ver afectado por una condición escalar. De esta manera consideramos que el modelo es dinámicamente similar, por lo tanto se debe encontrar el factor de velocidad y fuerzas en base a la figura 4.3; dicho cálculo se encuentra en la tabla 4.13 a continuación.

Tabla 4.13. Factores escalares para el cálculo de la fuerza y velocidad de colisión frontal. **Fuente.** Los Autores

FACTORES ESCALARES	
FACTOR DE LONGITUD	$\lambda = 0{,}254$
FACTOR DE TIEMPO	$\tau = 1$
FACTOR DE MASA	$\mu = 0{,}85$
FACTOR DE VELOCIDAD	$v = \frac{\lambda}{\tau}$ [7] $v = \frac{0{,}254}{1}$ v = 0,254
FACTOR DE FUERZA	$f = \frac{\lambda * \mu}{\tau}$ [8] $f = \frac{0{,}254 * 0{,}85}{1}$ f = 0,2159
MASA DEL BUS	14111,26 Kg
MASA DEL MODELO	Masa $_{modelo}$= masa $_{bus}$* μ Masa $_{modelo}$= 14111,26 Kg * 0,85 Masa $_{modelo}$= 1200 Kg
VELOCIDAD DEL BUS	25 m/s
VELOCIDAD DEL MODELO	Velocidad $_{modelo}$ = Velocidad $_{bus}$* v Velocidad $_{modelo}$ = 25 m/s* 0,254 Velocidad $_{modelo}$ = 6,35 m/s
FUERZA DE COLISION REAL	705563 N
FUERZA DE COLISION MODELO	Fuerza $_{modelo}$ = Fuerza $_{bus}$* f Fuerza $_{modelo}$ = 705563 N * 0,2159 Fuerza $_{modelo}$ = 152331,0517 N

El cálculo que se observa anteriormente se basa en un análisis dimensional que afectará a las estructuras propuesta y convencional de tal manera que se puede comparar los estragos de la una con la otra, puesto que se construyeron con el mismo factor escalar y estarán sometidas a la misma carga de 1200 kg

Tabla 4.14. Calculo de la altura de impacto en función de la conservación de la energía.

Fuente. Los Autores.

ALTURA DE IMPACTO DE COLISIÓN	
VELOCIDAD INICIAL	V_o = 0 m/s
VELOCIDAD FINAL	V_f = 6,35 m/s
ACELERACION	a = 9,81 m/s^2
FORMULA[1]	$Vf^2 = Vo^2 + 2ah$ [9]
ALTURA DE COLISION	$h = \frac{Vf^2 - Vo^2}{2a}$ $h = \frac{(6{,}35\ m/s)^2}{2 * (9{,}81\ m/s^2)}$ h = 2,055m

4.4.2 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO DE LAS COLISIONES.

A continuación se detallará el procedimiento y la construcción del banco y las pruebas de colisión frontal. La colisión se realizará con los modelos cumpliendo con una carga total de 1200 kg; se debe asegurar que la prueba concluya con un impacto frontal, razón por la cual se construirá un banco de pruebas de caída libre a una altura de 2,055 metros como se calculó anteriormente. Inicialmente se debe conocer el peso de sobre carga que se implementará en los prototipos, para lo cual hay que conocer el peso de cada prototipo.

Figura 4.19. Peso del prototipo convencional. **Fuente.** Los Autores

[1] Hibbeler, R. C. Mecánica Vectorial para ingenieros. Estática. 10th ed. México: Pearson Educación, 2004. Impreso. 12.

Figura 4.20. Peso del prototipo propuesto. **Fuente.** Los Autores

Como se puede observar en las figuras 4,19 y 4,20; la masa de los prototipos es inferior a la masa determinada en el cálculo anterior para la prueba de colisión frontal, por lo que se va cargar dichas estructuras con tanques de 55 galones llenos de arena, para alcanzar los 1200 kg requeridos.

La cantidad de tanques y el peso de cada uno se pueden ver a continuación:

Figura 4.21. Peso de recipientes de prueba. **Fuente.** Los Autores

En la figura 4.21 se observa el peso de 35 kg con los cuales se llenó los tanques de 55 galones, mismos que se llenaron con 10 recipientes de prueba, llenando así cada tanque de 55 galones con 350 kg.

Figura 4.22. Tanques de carga. **Fuente.** Los Autores

Para la prueba de colisión frontal se utilizarán 3 tanques de 350 kg, cargando a las estructuras con 1050 kg; aumentando a este valor el peso de la estructura y elementos de carga adicionales se realizará la prueba con una totalidad de carga de 1200 kg para cada estructura.

Para asegurar que la colisión garantice un impacto frontal se procederá a elaborar un banco que genere una prueba de caída libre sin riesgo de accidentes, para eso se ubicará dos torres de andamios de 9 metros de alto (6 pisos), que permitan ubicar entre ellos un canal que aloje entre sí a los prototipos y a los tanques de peso adicional, como muestra la figura a continuación.

Figura 4.23. Banco de pruebas. **Fuente.** Los Autores

El área donde ocurrirá la colisión debe estar plana y ser resistente, razón por la cual se procede a en cementar el área existente entre los andamios, lugar propicio para la colisión.

Figura 4.24. Área de colisión de prueba. **Fuente.** Los Autores

Una vez efectuados todos los elementos propicios para la prueba se procederá a realizar la misma; es así que para levantar la carga y ubicar a cada prototipo se necesitará de la ayuda de una grúa auto portante. En la gráfica 4.25 se encuentra colocado el prototipo convencional listo para la prueba de colisión frontal.

En la gráfica 4.26 se encuentra colocado el prototipo convencional listo para la prueba de colisión frontal, una vez realizada la caída tanto del prototipo convencional como el propuesto se procede a tomar medidas de deformación, de la estructura en general y de los elementos de la sección frontal.

Figura 4.25. Prototipo convencional antes de la prueba. **Fuente.** Los Autores

Figura 4.26. Prototipo propuesto antes de la prueba. **Fuente.** Los Autores

Para realizar las pruebas de caída libre se necesitaba levantar las estructuras con la carga de simulación a una altura de 2,055m como se calculó anteriormente. Para poder levantar todo este peso de 1200 Kg, se necesitó de la ayuda de una grúa como se muestra a continuación.

Figura 4.27. Grúa utilizada para la prueba. **Fuente.** Los Autores

4.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS.

A continuación se presenta una serie de fotografías de los prototipos luego de la prueba de colisión frontal, en cada imagen se ubicará un comentario acerca de lo que sucede y se medirá la deformación de mayor interés para un posterior análisis comparativo entre las dos estructuras.

4.5.1 RECOPILACIÓN DE DATOS ESTRUCTURA CONVENCIONAL.

El prototipo de la estructura convencional después de ser sometido a la prueba de colisión frontal en el banco de pruebas de caída libre sufrió una deformación muy grande en su parte delantera; tanto así que las dimensiones de la estructura cambiaron afectando toda la sección del alojamiento del chofer como se puede ver en la gráfica a continuación.

Figura 4.28. Deformación - Vista lateral - modelo convencional. **Fuente.** Los Autores

La longitud del prototipo disminuyo de 2858 mm a 2500 mm; esto debido a que la carga de prueba fue crítica, lo que permite analizar la respuesta de la estructura frente a una colisión de mucho riesgo.

Se puede observar también que tanto la sección del techo como la de la base del bus tienden a desplazarse hacia atrás en relación al eje longitudinal del bus es decir el piso de pasajeros, sección que es la que da mayor rigidez a la estructura.

Figura 4.29. Deformación- Vista superior - modelo convencional. **Fuente.** Los Autores

Desde la vista superior se puede entender el efecto de la puerta de ingreso de pasajeros al bus en la colisión, causando que la estructura se deforme en primera instancia en su parte derecha, para luego afectar la parte izquierda. Esto genera un efecto de acordeón a lo largo de la misma provocando que la parte frontal se corra hacia la sección lateral izquierda.

Figura 4.30. Deformación- Vista frontal - modelo convencional. **Fuente.** Los Autores

Al observar el modelo desde su parte frontal se puede apreciar que toda la sección delantera se desplazó hacia atrás deformando la cabina del vehículo y obligando a dicha sección a aplastarse hacia la sección izquierda del bus por el efecto de acordeón que genera la ausencia de estructura en la puerta de ingreso de pasajeros.

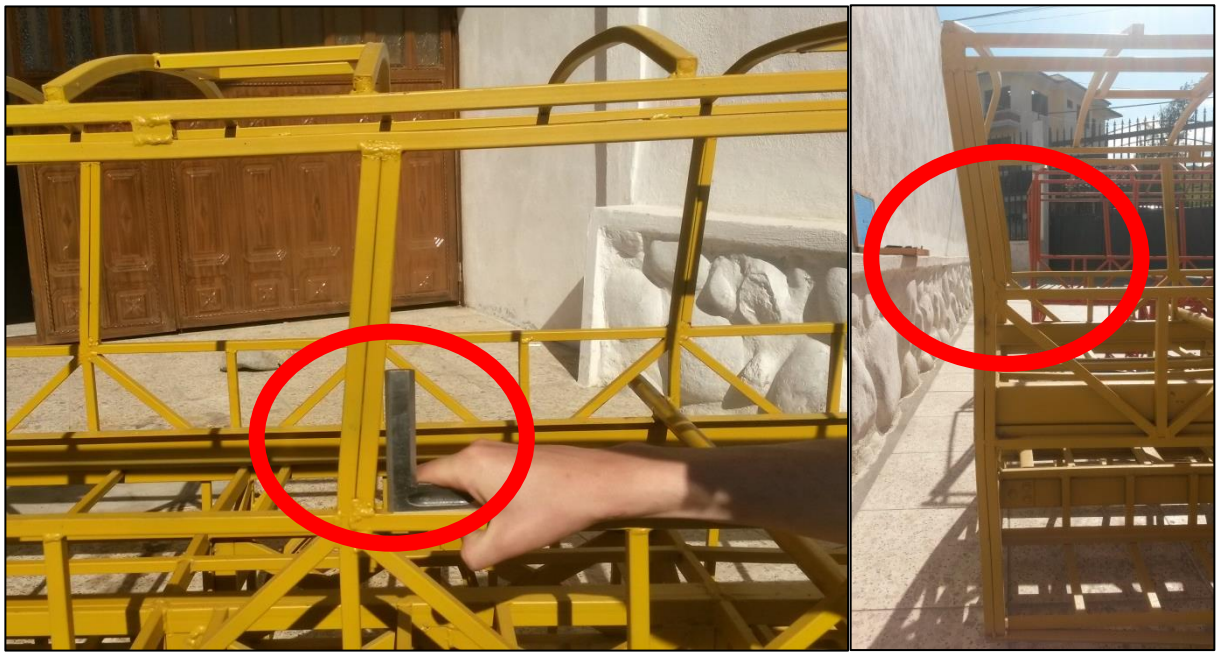


Figura 4.31. Deformación- laterales superiores - modelo convencional. **Fuente.** Los Autores

En la figura 4.30 se compara con una escuadra la deformación de los laterales superiores del bus después de la prueba de colisión frontal. Esta deformación se genera puesto que el techo del modelo se desplaza hacia atrás después del impacto.

Figura 4.32. Deformación- laterales - modelo convencional. **Fuente.** Los Autores

En la sección lateral inferior se generó un desplazamiento longitudinal imperceptible, razón por la cual esta sección se considera indeformable para la comparación. El piso de pasajeros también se vio afectado por la colisión, generando desplazamiento en la parte lateral derecha, lugar de la puerta de ingreso, esto se puede ver a continuación.

Figura 4.33. Deformación- piso pasajeros - modelo convencional. **Fuente.** Los Autores

Para determinar la deformación que ocasionó la colisión en la parte frontal del bus se procede a medir el desplazamiento y deformación de los tubos de dicha sección; para esto se utiliza los siguientes implementos de medición: flexo metro, calibrador, escuadra, regla y micrómetro.

Figura 4.34. Implementos de medición. **Fuente.** Los Autores

La deformación general de la estructura convencional fue de 358 mm; en la siguiente imagen se puede apreciar la medición de dicha sección frontal.

Figura 4.35. Deformación de la sección frontal. **Fuente.** Los Autores

Sin embargo la colisión generó una deformación individual en los tubos de la sección frontal. El tubo de la sección frontal inicialmente medía ½", que es igual a 12,7 mm; y después de la prueba llego a medir 12,2 mm; es decir se deformó 0,5mm.

Figura 4.36. Dimensión de la sección frontal. **Fuente.** Los Autores

Aun así existen lugares donde la deformación fue mayor en la cara frontal del tubo e incluso en los vértices como se puede ver en las figuras a continuación; esta deformación se ocasionó por el gran desplazamiento que sufrió la estructura haciendo que la parte frontal golpeé con el chasis del bus.

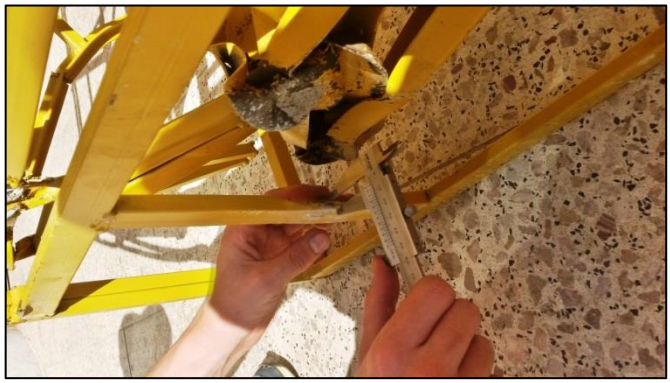


Figura 4.37. Dimensión del vértice - zona de interés deformada. **Fuente.** Los Autores

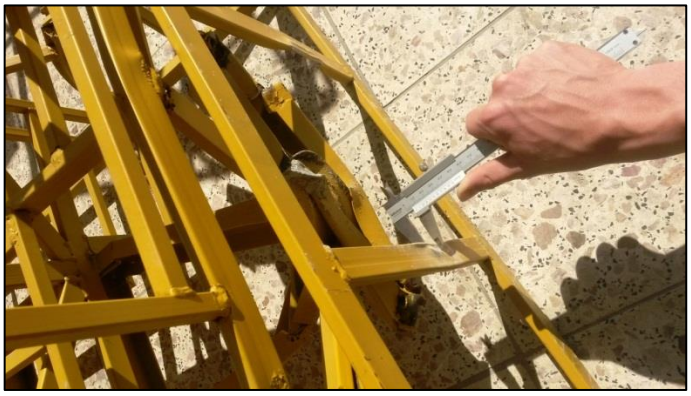


Figura 4.38. Dimensión de la cara - zona de interés deformada. **Fuente.** Los Autores

Las medidas de las zonas de interés fueron considerables, en la cara del tubo de 5 mm y en el vértice de 7,85 mm; pero cabe recalcar que esta deformación se dio por el aplastamiento de tubo contra el chasis. Esto demuestra que el tubo de sección rectangular más allá de absorber la fuerza ocasionada en el choque, está dispuesto a mantener su geometría y desplazarse.

4.5.2 RECOPILACIÓN DE DATOS ESTRUCTURA PROPUESTA.

A continuación se analizara los resultados obtenidos de la prueba de colisión frontal sobre el modelo de la estructura propuesta; misma que sufrió una deformación mayor en su parte delantera; afectando no solo a la sección del alojamiento del chofer sino también al cuerpo de la estructura como se puede ver en la gráfica a continuación.

Figura 4.39. Deformación - Vista lateral - modelo propuesto. **Fuente.** Los Autores

La longitud del prototipo disminuyo de 2858 mm a 2200 mm; ocasionando una deformación de 658 mm, evidentemente mayor a la deformación que sufrió la estructura convencional.

Figura 4.40. Deformación- Vista superior - modelo propuesto. **Fuente.** Los Autores

Desde la vista superior se puede entender el efecto de la puerta de ingreso de pasajeros del bus en la colisión, causando que la estructura se deforme en primera instancia en su parte derecha, para luego afectar la parte izquierda. Esto genera un efecto de acordeón a lo largo de la misma provocando que la parte frontal se corra hacia la sección lateral izquierda.

Figura 4.41. Deformación- Vista frontal - modelo propuesto. **Fuente.** Los Autores

En el modelo propuesto es muy evidente el efecto que genera la inexistencia de estructura en la puerta de ingreso al bus, esto con un aplastamiento inicial en la sección derecha que obliga a la parte frontal a desplazarse hacia la parte izquierda del bus.

Figura 4.42. Deformación- laterales superiores - modelo propuesto. **Fuente.** Los Autores

Los laterales superiores sufrieron una deformación diferente en la parte derecha y en la parte izquierda. La parte derecha donde se encuentra la puerta de pasajeros presenta una inclinación muy poco pronunciada en los laterales superiores. Por el lado izquierdo en cambio la inclinación que generó el choque es muy similar a la ocasionada en la estructura convencional.

Figura 4.43. Deformación- laterales inferiores- modelo propuesto. **Fuente.** Los Autores

En la sección lateral inferior se generó un desplazamiento pronunciado, como se puede apreciar en la figura 4.43; lo que indica que el piso de pasajeros se desplazó hacia atrás y el suelo de bus fue la última sección en moverse, esto debido a que el alojamiento de las ruedas no transfirió la energía de impacto desde el inicio del mismo.

Figura 4.44. Deformación- piso pasajeros - modelo propuesto. **Fuente.** Los Autores

La deformación general de la estructura como se expuso anteriormente en la figura 4.28 fue de 658 mm; en la siguiente imagen se puede apreciar la medición de dicha sección frontal.

Figura 4.45. Deformación de la sección frontal. **Fuente.** Los Autores

Sin embargo la colisión generó una deformación individual en los tubos de la sección frontal. El tubo de la sección frontal inicialmente medía 1 pulgada, que es igual a 25,4 mm; y luego de la prueba la dimensión media del perfil fue de 20 mm; con la existencia de varios puntos de interés que produjeron otras medidas.

Figura 4.46. Dimensión de la sección frontal. **Fuente.** Los Autores

Dos de los puntos de interés más notorios y que mostraron la mayor deformación se generaron en las celosías frontales cerca de las uniones. En la sección derecha la dimensión final del tubo fue de 4,40 mm, en la sección izquierda fue de 8,66 mm; estas dimensiones se realizaron con ayuda del micrómetro.

Figura 4.47. Zona de interés deformada. **Fuente.** Los Autores

4.5.3 ANÁLISIS COMPARATIVO DE RESULTADOS

Una vez levantados los datos después de las pruebas de colisión frontal se procederá a compararlos en la tabla 4.15 a continuación.

Tabla 4.15. Análisis comparativo de resultados. **Fuente.** Los Autores

MODELO	CONVENCIONAL	PROPUESTO
Longitud Inicial	2858 mm	2858 mm
Longitud Final	2500 mm	2200 mm
Inclinación sección lateral superior	7^0	Lado derecho 0^0 Lado izquierdo 4^0
Inclinación sección lateral inferior	0^0	Lado derecho 5^0
Inclinación piso pasajeros	Lado derecho 6^0	Lado derecho 10^0
Tipo tubo frontal	Rectangular de 1” X ½” Espesor 0,7 mm	Circular de 1” Espesor 1,1 mm
Tamaño inicial tubo frontal	Sección transversal 12,7 mm	Circular de 1”
Tamaño final tubo frontal	12,2 mm	20 mm
Dimensión zona de interés	7,85 mm – 5 mm	4,40 mm – 8,66 mm
Ruptura de elementos	No se puede ubicar fallas en las uniones de soldadura. Muy pocos elementos de la estructura sufrieron ruptura después de la deformación por la excesiva carga de prueba. Ruptura no considerable para el análisis.	

El análisis final de la prueba de colisión frontal muestra que la deformación en los prototipos fue excesiva debido a la carga aplicada en la prueba; esto permitió realizar una comparación en las estructuras frente a un caso extremo de choque.

La estructura convencional demostró deformación a nivel general, esto en base al desplazamiento inmediato que sufrió la cara frontal en la prueba de choque, así que la deformación individual de los elementos de la cara frontal es casi nula en relación con los efectos que causó la colisión en toda la estructura.

La estructura propuesta sufrió una deformación mucho más considerable que la estructura convencional; sin embargo el área afectada de la estructura no es mayor a un 10% en comparación con su análoga. La deformación individual de los elementos de la sección frontal por su pate es mucho mayor, reteniendo parte del esfuerzo generado en el choque para luego desplazarse hacia el interior del bus; esta deformación de los primeros elementos expuestos en el choque es absorción de energía de colisión, propósito de este diseño de estructura.

Existen otros elementos que diferenciaron la respuesta del choque entre las estructuras; como son el desplazamiento de las secciones laterales superior e inferior, el desplazamiento de la sección del piso de pasajeros y el desplazamiento del techo; datos que se pueden observar en la tabla 4.14. Estas diferencias muestran de manera general que la estructura tubular genera una deformación en todos sus elementos en comparación con la estructura convencional, siendo este el principal elemento afectado por la colisión cuidando la integridad de los ocupantes del medio de transporte.

4.5.4 CALCULO DE LA ENERGÍA ABSORBIDA EN EL IMPACTO

Para conocer la cantidad de energía absorbida por las estructuras en la prueba de impacto se aplica el criterio de conservación de energía, donde la energía total que absorberá la estructura es igual a la energía potencial del sistema:

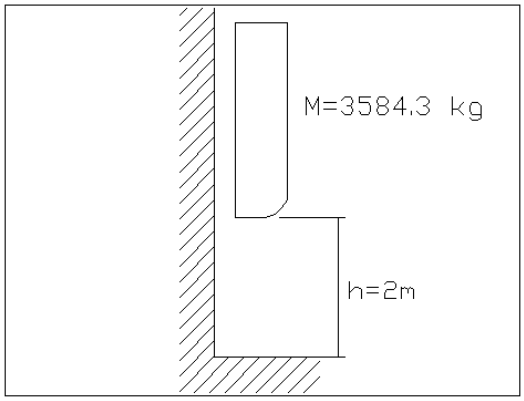


Figura 4.48. Modelo gráfico del sistema. **Fuente.** Los Autores

Dónde:

Masa = $3584.3\ kg$

Altura = $2\ m$

Aceleración = $9.81\ m/s^2$

Utilizando la fórmula de la energía potencial[1] se determina este valor:

$$\Delta_p = m * h * g \quad [10]$$

Dónde:

$\Delta_p = Energía\ Potencial\ (J)$

$m = Masa\ (Kg)$

$h = Altura\ (m)$

$g = Gravedad\ (m/s^2)$

$$\Delta_p = (3584.3\ kg) * (2\ m) * (9.81\ m/s^2)$$

$$\Delta_p = 70.232\ kJ$$

[1] Rusell Johnston E. - P. Beer. Mecánica de Materiales Ferdinand, John T. Wolf; Cuarta Edición.

Considerando lo complejo del sistema, se procederá a analizar tan solo la parte delantera de la estructura, donde se recibe el impacto y se puede observar su mayor deformación.

4.5.4.1 CÁLCULO DE LA ENERGÍA DE DEFORMACIÓN

Para realizar el cálculo, se analizará que cantidad de energía absorbe cada elemento, esto en función de la deformación máxima que presente; es así que se analizará la parte frontal de la estructura, tratando a cada elemento como una viga doblemente empotrada.

Figura 4.49. Viga doblemente empotrada; Vista Plano X-Y. **Fuente.** Los Autores

La deformación máxima que puede tener esta viga depende de la fuerza puntual aplicada y de las reacciones de la misma, para lo cual se realiza el diagrama de cuerpo libre:

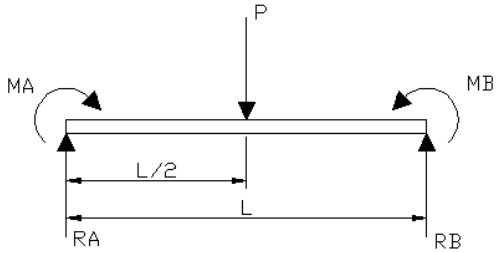


Figura 4.50. Diagrama de Cuerpo libre. Viga doblemente empotrada.
Fuente. Los Autores

Al tener las reacciones del cuerpo, se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje y

$$\sum Fy = 0$$

$$RA + RB - P = 0$$

Dónde:

$RA = Reacción\ Punto\ A$

$RB = Reacción\ Punto\ B$

$P = Fuerza\ Puntual\ P$

Las reacciones RA y RB son desconocidas, para despejarlas se realiza la sumatoria de momentos, respecto al punto A:

$$\sum FM_A = 0$$

$$-P(L/2) + RB(L) = 0$$

$$RB = P/2$$

$$RA + (P/2) - P = 0$$

$$RA = P/2$$

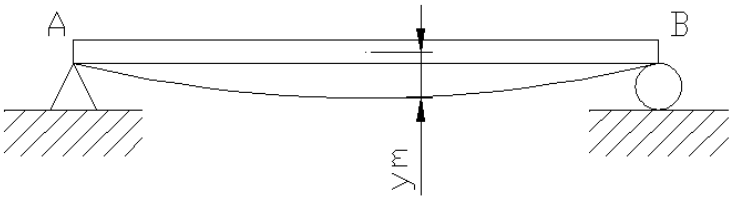


Figura 4.51. Deflexión Máxima en la Viga. **Fuente.** Los Autores

La Deformación de la viga se determinara a partir de la Fórmula de Deflexión Máxima[1]:

$$y_m = \frac{P_m * L^3}{48 * E * I} \quad [11]$$

Dónde:

[1] Rusell Johnston E. - P. Beer. Mecánica de Materiales Ferdinand, John T. Wolf; Cuarta Edición Apéndice D.

$y_m = Deformación\ Puntual\ Máxima\ (m)$

$P_m = Fuerza\ Puntual\ (N)$

$L = Longitud\ de\ la\ Viga\ (m)$

$E =$ Coeficiente de Elasticidad del Material (GPa)

$I =$ Momento de Inercia de la sección trasversal (m^4)

Como se dijo anteriormente, la máxima energía de deformación del elemento es igual a la energía potencial.

$$U_m = \Delta_p \quad [12]$$

Dónde:

$U_m = Densidad\ de\ Energía\ de\ Deformación$

$\Delta_p = Energía\ Potencial$

La energía potencial, al descomponerse en los distintos elementos, se tiene que:

$$U_{mT} = U_{m1} + U_{m2} + U_{m3} + \cdots + U_{mn} \quad [13]$$

Dónde:

$U_{mT} = Densidad\ de\ Energía\ de\ Deformación\ Total$

$U_{m1} = Densidad\ de\ Energía\ de\ Deformación\ 1$

$U_{m2} = Densidad\ de\ Energía\ de\ Deformación\ 2$

$U_{m3} = Densidad\ de\ Energía\ de\ Deformación\ 3$

$U_{mn} = Densidad\ de\ Energía\ de\ Deformación\ n$

La energía de deformación del elemento se obtiene al analizar cada viga empotrada, la misma que es igual al trabajo de la energía de deformación[1]:

$$w_1 = \frac{1}{2} P_m * y_m \quad [14]$$

Dónde:

$w_1 = Trabajo\ Realizado\ 1\ (J)$

$P_m = Fuerza\ Puntual\ (Kg)$

$y_m = Deformación\ Puntual\ Máxima\ (m)$

$$w_1 = \ U_{m1}$$

$$U_{m1} = \frac{1}{2} P_m * y_m \quad [14]$$

$$U_{m1} = \frac{1}{2} P_m * \frac{P_m \ * \ L^3}{48 * E * I}$$

$$U_{m1} = \frac{P_m^2 * \ L^3}{96 * E * I}$$

Con las fórmulas anteriormente deducidas se procede al análisis.

4.5.4.2 ENERGÍA ABSORBIDA EN EL MODELO CONVENCIONAL

La energía absorbida en esta parte de la estructura dependerá de la máxima deformación que la misma haya tenido en sus diferentes componentes.

Los puntos que se fijan con la parte posterior de la estructura son: A, B, C, D.

[1] Rusell Johnston E. - P. Beer. Mecánica de Materiales Ferdinand, John T. Wolf; Cuarta Edición Apéndice D.

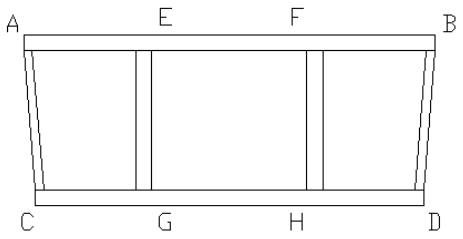


Figura 4.52. Estructura convencional frontal Vista en el plano X-Z. **Fuente.** Los Autores

La deformación máxima medida en la parte frontal de la estructura convencional es de 5 mm (0.005m)

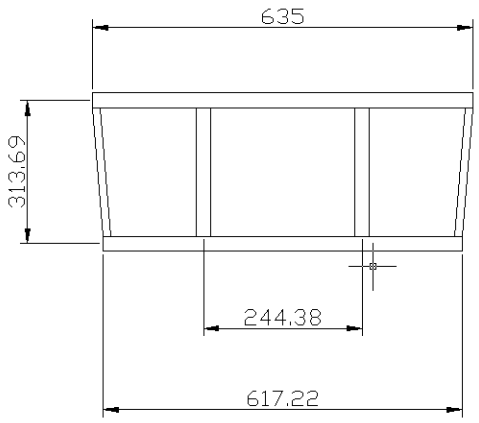


Figura 4.53. Vista en el plano X-Z de la estructura frontal del modelo convencional. **Fuente.** Los Autores

A. Viga A-B

La viga A-B tiene un perfil rectangular 1 pulgada x ½ pulgada con 0.9 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet[1] de perfiles estructurales.

[1] Catálogo de momentos de Inercia Sabimet, descargado el 06 de enero de 2014 de: http://www.sabimet.com/CATALOGO%20DE%30PRODUCTOS%20SABIMET.com

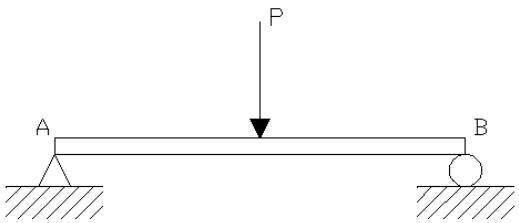


Figura 4.54. Viga A-B. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P que causa la misma:

$$y_m = \frac{P_m * L^3}{48 * E * I} \quad [11]$$

$$y_m = \frac{P_m * L^3}{4}$$

$$P_{m1} = \frac{y_m * 48 * E * I}{L^3}$$

Dónde:

$P_{m1} =$ $Fuerza\ Puntual\ 1\ (N)$

$y_m = Deformación\ Puntual\ Máxima\ (m)$

$L = Longitud\ de\ la\ Viga\ (m)$

$E =$ Coeficiente de Elasticidad del Material (GPa)

$I =$ Momento de Inercia de la sección trasversal (m^4)

$$y_m = 0.005$$

$$L = 0.635\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I_x = 4.02\ ^{10^{-9}}\ m^4$$

$$P_{m1} = \frac{(0.005) * 48 * (200_{10^9}) * (4.02\ _{10^{-9}})}{(0.635)}$$

$$P_{m1} = 303.87\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m1} = \frac{P_{m1}^2 *\ L^3}{96 * E * I}\ [11]$$

Dónde:

$U_{m1} =\ \ Densidad\ de\ energía\ de\ deformación\ 1\ (J)$

$P_{m1} =\ Fuerza\ Puntual\ 1\ (N)$

$L = Longitud\ de\ la\ Viga\ (m)$

$E =$ Coeficiente de Elasticidad del Material (GPa)

$I =$ Momento de Inercia de la sección trasversal (m^4)

$$U_{m1} = \frac{(303.87)^2 *\ (0.635)^3}{96 * (200_{10^9}) * (4.02\ _{10^{-9}})}$$

$$U_{m1} = 0.30631$$

B. Viga C-D

La viga C-D tiene un perfil rectangular 1 pulgada x ½ pulgada con 0.9 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet de perfiles estructurales.

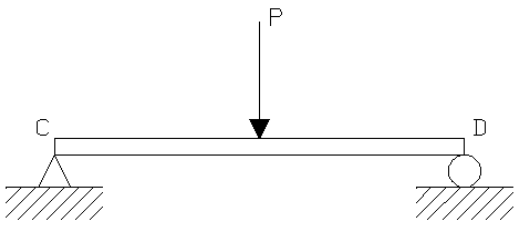


Figura 4.55. Viga C-D. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P que causa la misma:

$$y_m = 0.005$$

$$L = 0.61722\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I_x = 4.02\ \ 10^{-9}\ m^4$$

$$P_{m2} = \frac{(0.005) * 48 * (200 10^{9}) * (4.02\ \ 10^{-9}\ )}{(0.61722)}$$

$$P_{m2} = 312.62\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m2} = \frac{P_{m2}^2 *\ L^3}{96 * E * I}\ [11]$$

$$U_{m2} = \frac{(312.62)^2 *\ (0.61722)^3}{96 * (200 10^{9}) * (4.02\ \ 10^{-9}\ )}$$

$$U_{m2} = 0.297\ J$$

C. Viga E-G

La viga E-G tiene un perfil rectangular 1 pulgada x ½ pulgada con 0.9 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet de perfiles estructurales.

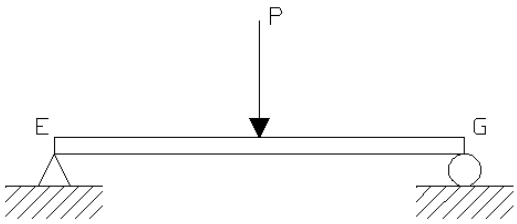


Figura 4.56. Viga E-G. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P que causa la misma:

$$y_m = 0.005$$

$$L = 0.28829\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I_y = 1.59 \quad 10^{-9}\ m^4$$

$$P_{m3} = \frac{(0.005) * 48 * (200 10^{9}) * (1.59\ 10^{-9})}{(0.28829)}$$

$$P_{m3} = 264.733\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m3} = \frac{P_{m3}^2 * L^3}{96 * E * I}\ [11]$$

$$U_{m3} = \frac{(669.32)^2 * (0.28829)^3}{96 * (200 10^{9}) * (1.59\ 10^{-9})}$$

$$U_{m3} = 0.0550\ J$$

D. Viga F-H

La viga F-H al tener las mismas propiedades de la viga E-G tendrá los mismos valores.

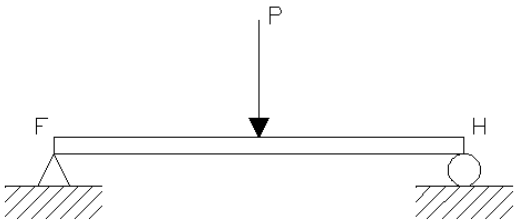


Figura 4.57. Viga F-H. **Fuente.** Los Autores

$$P_{m4} = 264.733\ N$$

$$U_{m4} = 0.0550\ J$$

E. Viga A-C

La viga A-C tiene un perfil cuadrado 1/2 pulgada con 0.9 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet de perfiles estructurales.

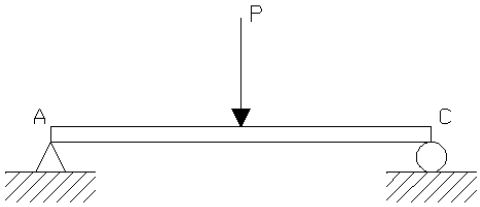


Figura 4.58. Viga A-C. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P que causa la misma:

$$y_m = 0.005$$

$$L = 0.28842\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I = 1.10\ ^{10^{-9}}\ m^4$$

$$P_{m5} = \frac{(0.005) * 48 * (200^{10^9}) * (1.10\ ^{10^{-9}})}{(0.28842)}$$

$$P_{m5} = 183.066\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m5} = \frac{P_{m5}^2 * L^3}{96 * E * I} \quad [11]$$

$$U_{m5} = \frac{(183.066)^2 * (0.28829)^3}{96 * (200_{10^9}) * (1.10\ _{10^{-9}})}$$

$$U_{m5} = 0.03801\ J$$

F. Viga B-D

La viga B-D al tener las mismas propiedades de la viga A-C tendrá los mismos valores.

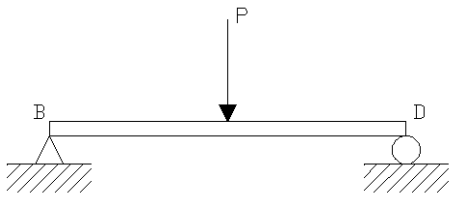


Figura 4.59. Viga B-D. **Fuente.** Los Autores

$$P_{m6} = 183.066\ N$$

$$U_{m6} = 0.03801\ J$$

G. ENERGÍA ABSORBIDA EN LA PARTE FRONTAL

Es la sumatoria de las energías calculadas:

$$U_{mT} = U_{m1} + U_{m2} + U_{m3} + U_{m4} + U_{m5} + U_{m6} \quad [13]$$

$$U_{mT} = 0.30631 + 0.297 + 0.0550 + 0.0550 + 0.03801 + 0.03801$$

$$U_{mT} = 0.78933\ J$$

Este valor responde únicamente a la estructura frontal, el resto de la energía cinética es absorbida por el resto de la estructura.

4.5.4.3 ENERGÍA ABSORBIDA EN EL MODELO PROPUESTO

La energía absorbida en esta parte de la estructura dependerá de la máxima deformación que la misma haya tenido en sus diferentes componentes. Los puntos que se fijan con la parte posterior de la estructura son: A, B, C, D.

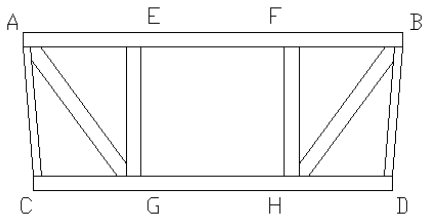


Figura 4.60. Estructura propuesta frontal Vista en el plano X-Z.

Fuente. Los Autores

La deformación máxima medida en la parte frontal de la estructura convencional es de 10 mm (0.01m)

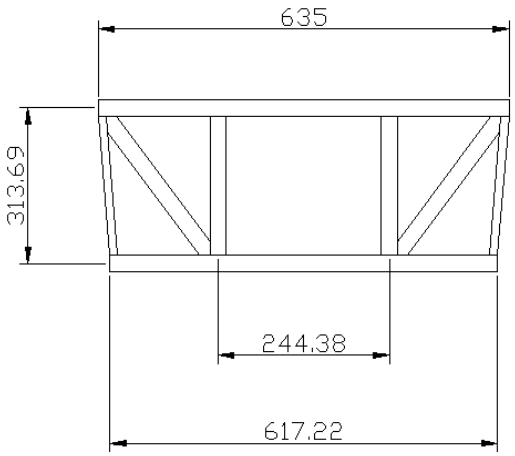


Figura 4.61. Vista en el plano X-Z de la estructura frontal del modelo convencional.

Fuente. Los Autores

A. Viga A-B

La viga A-B tiene un perfil circular 1 pulgada con 1.1 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet de perfiles estructurales.

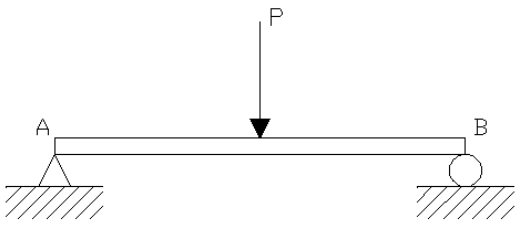


Figura 4.62. Viga A-B. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P que causa la misma:

$$y_m = \frac{P_m * L^3}{48 * E * I} \text{ [11]}$$

$$y_m = \frac{P_m * L^3}{4}$$

$$P_{m1} = \frac{y_m * 48 * E * I}{L^3}$$

$$y_m = 0.01\ m$$

$$L = 0.635\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I = 6.21\ 10^{-9}\ m^4$$

$$P_{m1} = \frac{(0.01) * 48 * (200 10^9) * (6.21\ 10^{-9})}{(0.635)}$$

$$P_{m1} = 938.83\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m1} = \frac{P_m^2 * L^3}{96 * E * I} \text{ [11]}$$

$$U_{m1} = \frac{(938.83)^2 * (0.635)^3}{96 * (200_{10^9}) * (6.21\ _{10^{-9}})}$$

$$U_{m1} = 1.89\ J$$

B. Viga C-D

La viga C-D tiene un perfil circular 1 pulgada con 1.1 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet de perfiles estructurales.

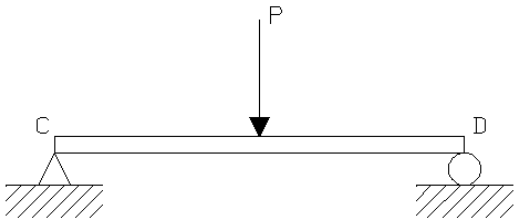


Figura 4.63. Viga C-D. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P que causa la misma:

$$y_m = 0.01$$

$$L = 0.61722\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I\ \ = 6.21\ _{10^{-9}}\ m^4$$

$$P_{m2} = \frac{(0.01) * 48 * (200_{10^9}) * (6.21\ _{10^{-9}})}{(0.61722)}$$

$$P_{m2} = 965.87\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m2} = \frac{P_{m2}^2 * L^3}{96 * E * I}\ [11]$$

$$U_{m2} = \frac{(312.62)^2 * (0.61722)^3}{96 * (200_{10^9}) * (6.21\ _{10^{-9}})}$$

$$U_{m2} = 1.83\ J$$

C. Viga E-G

La viga E-G tiene un perfil circular 1 pulgada con 1.1 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet de perfiles estructurales.

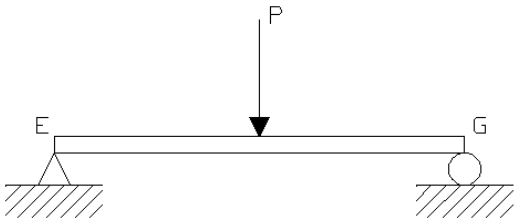


Figura 4.64. Viga E-G. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P:

$$y_m = 0.01$$

$$L = 0.28829\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I\ \ = 6.21\ _{10^{-9}}\ m^4$$

$$P_{m3} = \frac{(0.01) * 48 * (200_{10^9}) * (6.21\ _{10^{-9}})}{(0.28829)}$$

$$P_{m3} = 2067.91\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m3} = \frac{P_{m2}^2 * L^3}{96 * E * I}\ [11]$$

$$U_{m3} = \frac{(2067.91)^2 * (0.28829)^3}{96 * (200_{10^9}) * (6.21\ 10^{-9})}$$

$$U_{m3} = 0.8593\ J$$

D. Viga F-H

La viga F-H al tener las mismas propiedades de la viga E-G tendrá los mismos valores.

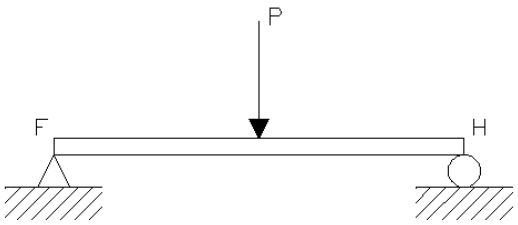


Figura 4.65. Viga F-H. **Fuente.** Los Autores

$$P_{m4} = 2067.91\ N$$

$$U_{m4} = 0.8593\ J$$

E. Viga A-C

La viga A-C tiene un perfil circular de 1/2 pulgada con 0.9 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet de perfiles estructurales.

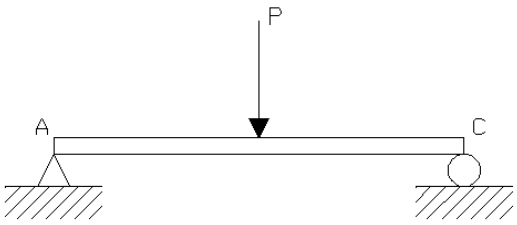


Figura 4.66. Viga A-C. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P que causa la misma:

$$y_m = 0.01$$

$$L = 0.28842\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I\ \ = 1.175\ _{10^{-9}}\ m^4$$

$$P_{m5} = \frac{(0.01) * 48 * (200_{10^9}) * (1.175\ _{10^{-9}})}{(0.28842)}$$

$$P_{m5} = 391.096\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m5} = \frac{P_{m2}^2 *\ L^3}{96 * E * I}\ [11]$$

$$U_{m5} = \frac{(391.096)^2 *\ (0.28829)^3}{96 * (200_{10^9}) * (1.175\ _{10^{-9}})}$$

$$U_{m5} = 0.16244\ J$$

F. Viga B-D

La viga B-D al tener las mismas propiedades de la viga A-C tendrá los mismos valores.

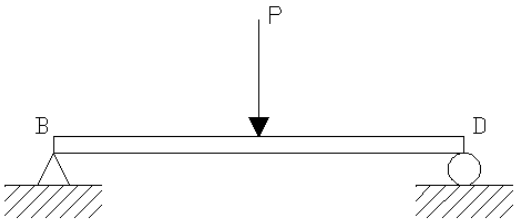


Figura 4.67. Viga B-D. **Fuente.** Los Autores

$$P_{m6} = 391.096\ \ N$$

$$U_{m6} = 0.16244\ J$$

G. Viga A-G

La viga A-C tiene un perfil circular 1/2 pulgada con 1.1 de espesor, cuyo valor de inercia fue obtenido del catálogo Sabimet de perfiles estructurales.

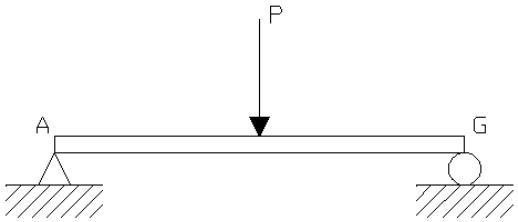


Figura 4.68. Viga A-G. **Fuente.** Los Autores

Al tener el valor de la deformación Máxima, se despeja la fuerza aplicada P:

$$y_m = 0.01$$

$$L = 0.3098\ m$$

$$E = 200\ GPa$$

$$I\ \ = 6.21\ \ 10^{-9}\ m^4$$

$$P_{m7} = \frac{(0.01) * 48 * (200 10^{9}) * (6.21\ \ 10^{-9}\ )}{(0.3098)}$$

$$P_{m7} = 1924.33\ N$$

Se reemplaza el valor en la ecuación de energía:

$$U_{m7} = \frac{P_{m7}^2 *\ L^3}{96 * E * I}\ [11]$$

$$U_{m7} = \frac{(1924.33\ )^2 *\ (0.3098)^3}{96 * (200 10^{9}) * (6.21\ \ 10^{-9}\ )}$$

$$U_{m7} = 0.9234\ J$$

H. Viga B-H

La viga B-H al tener las mismas propiedades de la viga A-G tendrá los mismos valores.

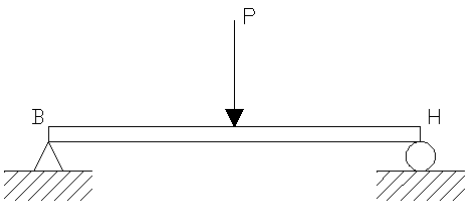


Figura 4.69. Viga B-H. **Fuente.** Los Autores

$$P_{m8} = 1924.33 \ N$$

$$U_{m8} = 0.9234 \ J$$

I. ENERGÍA ABSORBIDA EN LA PARTE FRONTAL

Es la sumatoria de las energías calculadas:

$$U_{mT} = U_{m1} + U_{m2} + U_{m3} + U_{m4} + U_{m5} + U_{m6} + U_{m7} + U_{m8} \ [13]$$

$$U_{mT} = 1.89 + 1.83 + 0.8593 + 0.8593 + 0.16244 + 0.16244 + 0.9234 + 0.9234$$

$$U_{mT} = 7.61028 \ J$$

Este valor responde únicamente a la estructura frontal, el resto de la energía cinética es absorbida por el resto de la estructura.

4.5.4.2 COMPARACIÓN DE RESULTADOS. ENERGÍA ABSORBIDA

Los valores finales se puede observar en la tabla 3.16, en donde queda demostrada matemáticamente la hipótesis planteada, misma que indicaba que el perfil circular absorba mayor energía.

Tabla 4.16. Análisis comparativo de resultados Energía absorbida. **Fuente.** Los Autores

ESTRUCTURA	CONVENCIONAL	PROPUESTA
ENERGÍA ABSORBIDA	$U_{mT} = 0.78933\ J$	$U_{mT} = 7.61028\ J$

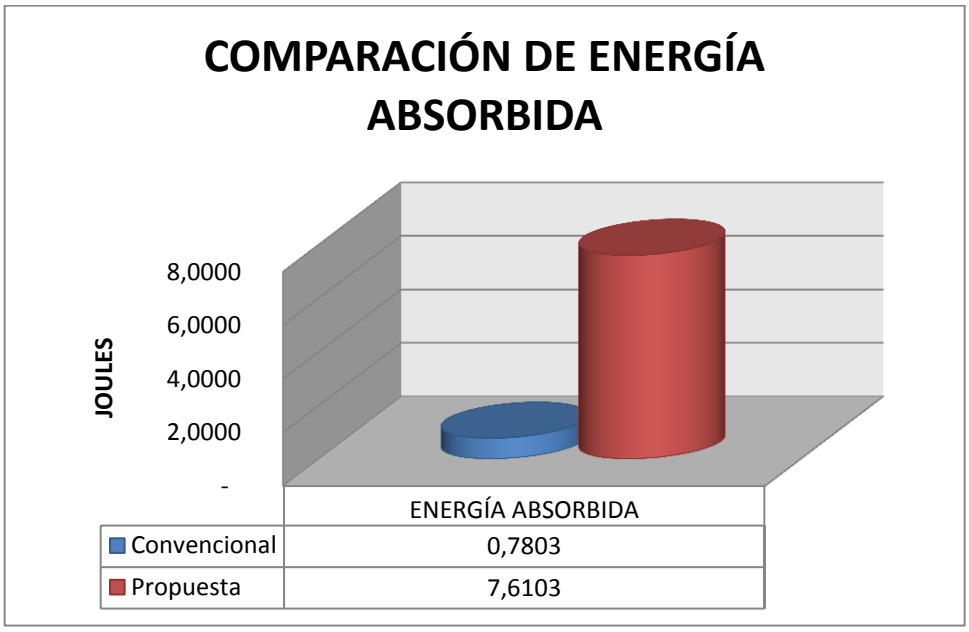


Figura 4.70. Comparación de energía absorbida. **Fuente.** Los Autores

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO DEL DISEÑO PROPUESTO

Para conocer el costo de producción de las estructuras convencional y propuesta primero se analiza el costo de materiales de ambas estructuras.

5.1 COSTO DE MATERIALES.

Tabla 5.1. Costo de los materiales de la estructura convencional. **Fuente.** DIPAC

TIPO	DIMENSIONES (mm)	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO TOTAL
Cuadrado	Espesor: 2 Alto: 50 Ancho: 50	tubo de 6 m 20,56 $	300 m 50 tubos	1028,00 $
Rectangular	Espesor: 2 Alto: 100 Ancho: 50	tubo de 6 m 36,34 $	130 m 22 tubos	799,00 $
Perfiles L	Espesor: 3 Alto: 50 Ancho: 50	tubo de 6 m 29,84 $	24 m 4 tubos	119,36 $
Perfiles U	Espesor: 5 Alto: 220 Ancho: 70	tubo de 6 m 73,66 $	22 4 tubos	294,64 $
Perfiles T	Espesor: 3 Alto: 50 Ancho: 50	tubo de 6 m 10,40 $	12 2 tubos	20,80 $
TOTAL				**2533,75 $**

Tabla 5.2. Costo de los materiales de la estructura propuesta. **Fuente.** DIPAC

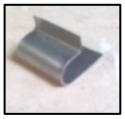
TIPO	DIMENSIONES (mm)	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO TOTAL
Circular	Espesor: 4 Diámetro: 100	tubo de 6 m 56,76 $	12 m 2 tubos	113,52 $
Circular	Espesor: 3 Diámetro: 50	tubo de 6 m 24,44 $	300 m 50 tubos	1222 $
Cuadrado	Espesor: 2 Alto: 50 Ancho: 50	tubo de 6 m 20,56 $	49 m 9 tubos	185,04 $
Rectangular	Espesor: 2 Alto: 100 Ancho: 50	tubo de 6 m 36,34 $	120 m 20 tubos	726,80 $
Perfiles L	Espesor: 3 Alto: 50 Ancho: 50	tubo de 6 m 13,06 $	41 m 7 tubos	91,42 $
Perfiles U	Espesor: 3 Alto: 220 Ancho: 70	tubo de 6 m 73,66 $	4 m 1 tubo	73,66 $
Abrazadera	Espesor: 2 Ancho: 100 mm Largo: 300 mm	Plancha de 1,22 X 1,44 m 52,85 $	45 abrazaderas 1 plancha	52,85 $
TOTAL				**2737,19 $**

Un material utilizado para la construcción de la estructura es la soldadura. Tanto la normativa como los requerimientos de la estructura exigen que esta sea de tipo MIG. Luego de un breve análisis se pudo conocer el costo de soldadura para cada elemento, mismo que se puede apreciar en las tablas 5.3 y 5.4.

Tabla 5.3. Costo estimado de suelda MIG de la estructura convencional. **Fuente.** Los autores

TIPO	DIMENSIONES SOLDADURA	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO TOTAL
Cuadrado	50 mm X 50 mm	0, 20 $	520	104 $
Rectangular	100 mm X 50 mm	0,50 $	200	100 $
Perfiles T	50 mm X 50 mm	0, 20 $	20	4 $
Perfiles L	50 mm X 50 mm	0, 20 $	40	8 $
TOTAL				**216 $**

Tabla 5.4. Costo estimado de suelda MIG de la estructura propuesta. **Fuente.** Los autores

TIPO	DIMENSIONES SOLDADURA	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO TOTAL
Cuadrado	50 mm X 50 mm	0, 20 $	140	28 $
Rectangular	100 mm X 50 mm	0,50 $	190	95 $
Perfiles L	50 mm X 50 mm	0, 20 $	40	8 $
Circular	Perimetro 100 mm	0,50 $	12	6 $
Circular	Perimetro: 50 mm	0, 30 $	390	117 $
Abrazadera 	100 mm X 200 mm	1 $	50	50 $
TOTAL				**304 $**

5.2 ANÁLISIS COSTO – BENEFICIO

Tabla 5.5. Costo de producción de la estructura convencional. **Fuente.** Los autores

ESTRUCTURA CONVENCIONAL		
MATERIA PRIMA		**$ 2.749,75**
Materiales	2533,75 $	
Soldadura MIG	216 $	
MANO DE OBRA - OPERARIOS		**$ 1.000,00**
Operario	$ 250,00	
Numero de operarios	4	
CIF.		**$ 310,00**
Tanque CO2	$ 160	
Otros	$ 150	
COSTO DE PRODUCCIÓN		**$ 4.059,75**
50% Utilidad		$ 2.029,88
Precio de la Estructura		**$ 6.089,63**

Tabla 5.6. Costo de producción de la estructura propuesta. **Fuente.** Los autores

ESTRUCTURA PROPUESTA		
MATERIA PRIMA		**$ 3.041,19**
Materiales	$ 2737,19	
Soldadura MIG	$ 304	
MANO DE OBRA		**$ 1.000,00**
Operario	$ 250,00	
Numero de operarios	4	
CIF.		**$ 350**
Tanque CO2	$ 200,00	
Otros	$ 150	
COSTO DE PRODUCCIÓN		**$ 4.391,19**
50% Utilidad		$ 2.195,60
Precio de la Estructura		**$ 6.586,79**

En las figuras 5.1 y 5.2 a continuación se puede observar la comparación de costos de producción de cada estructura (figura 5.1) y el costo – beneficio de las mismas (figura 5.2).

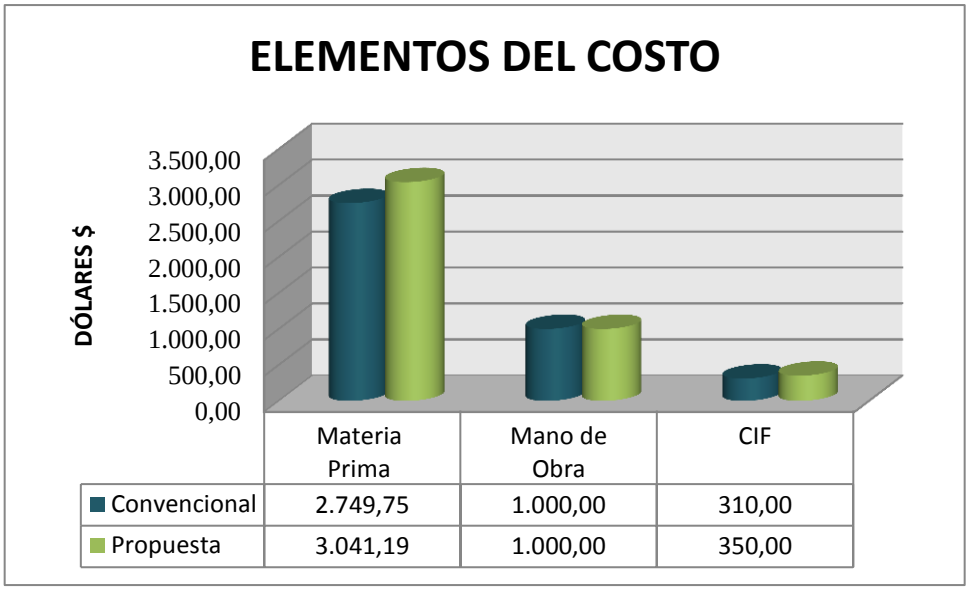


Figura 5.1. Figura comparativa de los elementos del costo. **Fuente.** Los autores

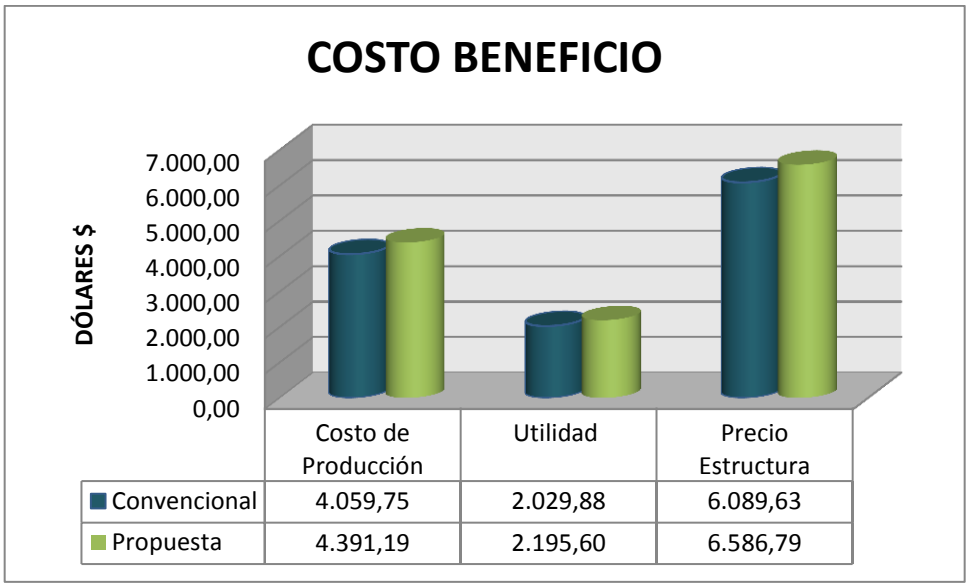


Figura 5.2. Figura comparativa costo - beneficio. **Fuente.** Los autores

En las tablas 5.5 y 5.6, y en las figuras correspondientes, se aprecia que la diferencia entre el costo de los insumos para la producción de las dos estructuras es mínima, explicándose ésta, por la incidencia de la materia prima y los costos indirectos de fabricación.

En base a lo expuesto, el costo de producción de las estructuras difiere en $ 331,44 siendo la estructura propuesta la que absorbe estos costos debido a los requerimientos de los materiales directos e indirectos para su elaboración. De esta manera, el precio de fabricación de la estructura propuesta, luego de haber establecido el porcentaje de utilidad deseada por los fabricantes, resulta ser $ 497,16 mayor que la estructura convencional.

El análisis antepuesto demuestra que la estructura propuesta no representa un beneficio económico y también que este valor no es considerable a comparación con la estructura convencional; sin embargo el beneficio de la estructura propuesta tiene un fin en la seguridad de los ocupantes del bus, puesto que se demostró en el capítulo cuatro que una estructura tubular absorbe una cantidad mayor de energía de impacto atenuándola antes de transferirla a los ocupantes del medio de transporte. Este es uno de los fines de la estructura de un medio de transporte y la hipótesis que se manejó para este diseño, misma que fue comprobada anteriormente por lo que se considera válida.

CONCLUSIONES

La Normativa Técnica Ecuatoriana INEN 1323 es una norma referente a los requisitos para la fabricación de carrocerías para buses de servicio interprovincial; la misma debe ser cumplida a cabalidad para poder comercializar los buses que se fabriquen en el país. Esta normativa solicita que las estructuras se sometan a pruebas y cargas que representan la realidad, que de ser cumplidas, las cuales garantizan la seguridad de los ocupantes de los medios de transporte. Es así que en Ecuador se está cumpliendo con un proceso de homologación requerido por la ANT; este proceso es de vital importancia puesto que es un punto de partida para un futuro responsable en la construcción de buses de servicio interprovincial.

Las estructuras convencionales fabricadas en el país, presentan en toda su superficie elementos de sección cuadrada y rectangular, las mismas que al ser sometidas en el simulador ANSYS resultaron resistentes a las cargas requeridas por la normativa INEN 1323, aprobándola sin mayor problema, es decir con deformaciones por debajo del límite aceptable, sin ocasionar ruptura de los elementos bajo el criterio de esfuerzos de Von Mises e incluso con un factor de seguridad a la carga y a la fatiga elevado.

Al implementar una carga que represente una colisión a la estructura convencional en el simulador ANSYS, se obtuvieron resultados que demostraron que la estructura es muy resistente, con deformaciones insignificantes y factores de seguridad altos. Estos resultados inducen que la estructura es óptima frente a esta condición, sin embargo no se puede conocer si la estructura absorbe la energía del impacto transmitiendo la menor cantidad de ésta a los ocupantes del bus.

El proponer un diseño estructural para una carrocería de un bus, es un trabajo complicado. El uso de materiales de diferente sección en los elementos estructurales de la carrocería es la pauta para esta propuesta, esto ayuda a inferir en la respuesta de la carrocería frente a los esfuerzos exigidos por la norma INEN 1323. Es así, que el uso del material de sección circular y un leve cambio en la geometría exterior resultaron muy importantes en la simulación y en los resultados obtenidos en comparación a la estructura convencional frente a las mismas cargas.

Las cargas exigidas por la normativa INEN 1323 sobre la estructura propuesta ocasionaron que la estructura se deforme lo suficiente como para aprobar la normativa, al igual que los criterios de ruptura de Von Mises y factores de seguridad; no obstante, estos valores son mayores en comparación con la estructura convencional. Frente a la misma carga de colisión se puede observar de una manera más tangible la diferencia entre una y otra estructura haciendo visible el hecho de que la estructura tubular se ve más afectada que la estructura convencional, demostrando así que la estructura propuesta absorbe mayor cantidad de energía frente a la carga de impacto.

El uso de prototipos por medio de modelos análogos es una teoría de la ingeniería muy adecuada para demostrar fenómenos de la vida real de una manera más simple y manejable. Usando este método se construyen prototipos a escala del modelo convencional y propuesto, mismos que al ser sometidos a una prueba de impacto frontal por medio de un banco de pruebas de caída libre hicieron tangible la diferencia entre uno y otro modelo, demostrando los resultados obtenidos en la simulación de ANSYS en una práctica real.

El análisis de costos es una parte primordial al realizar cualquier proyecto de ingeniería; el conocer el beneficio económico y/o social que puede dar una propuesta es muy importante para determinar si esta propuesta es viable y aceptada en el país. El costo de la estructura propuesta es prácticamente similar al de la estructura convencional, permitiendo obtener al fabricante un porcentaje similar de utilidad. Este costo incrementaría en la estructura tubular al implementar los demás elementos funcionales para el uso de este medio de transporte. Bajo este concepto la estructura podría no tener gran acogida para los fabricantes, pero se debe considerar el beneficio que traería esta propuesta, que no es más que absorber el esfuerzo de la colisión para salvaguardar de la mejor manera posible la vida de las personas; éste debería ser uno de los propósitos principales de la carrocería del bus.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

- Hibbeler, R. C. Mecánica de materiales. 6th ed. México: Pearson Education, 2006. Impreso.
- Hibbeler, R. C. Mecánica Vectorial para ingenieros. Estática. 10th ed. México: Pearson Educación, 2004. Impreso.
- Uribe Escamilla, Jairo. Análisis de estructuras. 2nd ed. Santafé De Bogotá: Ecoe. Ediciones, 2000. 68-70. Impreso.
- Cengel, Yunus. Transferencia de Calor. 3rd ed. México: Mc Graw- Hill / Interamericana Editores, S.A. DE C.V., 2004. 736. Print.
- Rivas Arias, José M. Soldadura Eléctrica y Sistemas T.I.G y M.A.G. Madrid. España: Editorial Paraninfo, 1999. 104-05. Impreso.
- Horwitz, Henry. Soldadura aplicaciones y prácticas. 4th ed. México: Alfaomega Ediciones, S.A. de C.V., 2008. 5.
- HINO AK8JRSA, Ficha técnica de HINO serie bus.
- Cristallini. Tipos de modelado analítico de fenómenos reales. 1ra ed. España. 2005.
- Catálogo de productos NOVACERO.
- Rusell Johnston E. - P. Beer. Mecánica de Materiales Ferdinand, John T. Wolf; Cuarta Edición.

WEB

- Tecnológico Superior de Calkiní de México. Tutorial de Diseño Mecánico. México. Web. 20 Abril. 2013. http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r68071.PDF
- Escuela industrial Superior de Argentina. Tutorial de Diseño mecánico. Argentina. Web. 26. Mayo. 2011. www.eis.unl.edu.ar
- NTE INEN 1323:2009. Vehículos Automotores. Carrocerías de buses. http://www.inen.gob.ec
- Formula de momento lineal e impulso basada en la segunda ley de Newton con una masa constante tomado de: www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/con_mlineal/dinamica/dinamica.htm. Web. 25. Nov. 2013 a las 16:29.
- ESTADO ACTUAL DEL PROCESO DE HOMOLOGACIÓN VEHICULAR www.ant.gob.ec
- Catálogo de momentos de Inercia Sabimet, descargado el 06 de enero de 2014 de: http://www.sabimet.com/CATALOGO%20DE%30PRODUCTOS%20SABIMET.com

ANEXOS

1.- NORMA TÉCNICA ECUATORIANA INEN 1323

2.- HINO AK8JRSA, FICHA TÉCNICA DE HINO SERIE BUS.

3.- CATÁLOGO DE PRODUCTOS NOVACERO.

4.- MODELO DE ENCUESTA REALIZADA

5.- PLANOS TÉCNICOS MODELO PROPUESTO.

Republic of Ecuador

EDICT OF GOVERNMENT

In order to promote public education and public safety, equal justice for all, a better informed citizenry, the rule of law, world trade and world peace, this legal document is hereby made available on a noncommercial basis, as it is the right of all humans to know and speak the laws that govern them.

NTE INEN 1323 (2009) (Spanish): Vehículos automotores. Carrocerías de buses. Requisitos

BLANK PAGE

PROTECTED BY COPYRIGHT

INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN

Quito - Ecuador

NORMA TÉCNICA ECUATORIANA

NTE INEN 1 323:2009
Primera revisión

VEHICULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES. REQUISITOS.

Primera Edición

ROAD VEHICLES. BUS BODIES. REQUIREMENTS

First Edition

DESCRIPTORES: Ingeniería automotriz, sistemas para vehículos automotores, carrocerías y componentes, buses, requisitos
MC 01.01-401
CDU: 629.11.011.6
CIIU: 3843
ICS: 43.020.60

CDU: 629.11.011.6
ICS: 43.020.60

CIIU: 3843
MC 01.01-401

Norma Técnica Ecuatoriana Obligatoria	VEHÍCULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES. REQUISITOS	NTE INEN 1 323:2009 Primera Revisión 2009-02

Instituto Ecuatoriano de Normalización, INEN – Casilla 17-01-3999 – Baquerizo Moreno E8-29 y Almagro – Quito-Ecuador – Prohibida la reproducción

1. OBJETO

1.1 Esta norma establece los requisitos generales para el diseño, fabricación y montaje de carrocerías de buses para todas sus modalidades.

2. ALCANCE

2.1 Esta norma se aplica a todas las carrocerías de buses, sean importadas o de construcción nacional. (Ver nota 1).

2.2 Esta norma incluye a las carrocerías que son parte de los chasis carrozados importados y carrocerías autoportantes

3. DEFINICIONES

3.1 Para los efectos de la presente NTE INEN se adoptan las definiciones establecidas en las NTE INEN ISO 3833 vigente, NTE INEN 1 155 vigente, y las que a continuación se detallan:

3.1.1 *Carga de aceleración brusca* (A_b). Corresponde a la fuerza producida por la aceleración brusca del vehículo.

3.1.2 *Carga de frenado* (F).Corresponde a la fuerza producida por el frenado del vehículo.

3.1.3 *Carga de giro* (G).Corresponde a la fuerza producida por el giro de un vehículo.

3.1.4 *Carga por Resistencia del Aire frontal* (R_{af}). Corresponde a la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal.

3.1.5 *Carga muerta* (M). Corresponde al peso total de la carrocería en condiciones operativas, lo que incluye todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la carrocería terminada con todos sus accesorios.

3.1.6 *Carga viva* (V). Corresponde a la carga por ocupación y se la considerará como distribuida uniformemente en los respectivos elementos estructurales de la carrocería.

3.1.7 *Carrocería*. Conjunto de estructura, elementos de seguridad y confort que se adiciona al chasis de forma fija, para el transporte de personas.

3.1.8 *Carrocería autoportante.* Aquella que en su diseño conforma el bastidor e incluye en su estructura los anclajes necesarios para el equipo mecánico y eléctrico.

3.1.9 Bastidor o chasis. Constituye el soporte de todos los órganos principales del vehículo (motor, transmisión, suspensión sobre la que se apoya, dirección, ruedas, frenos).

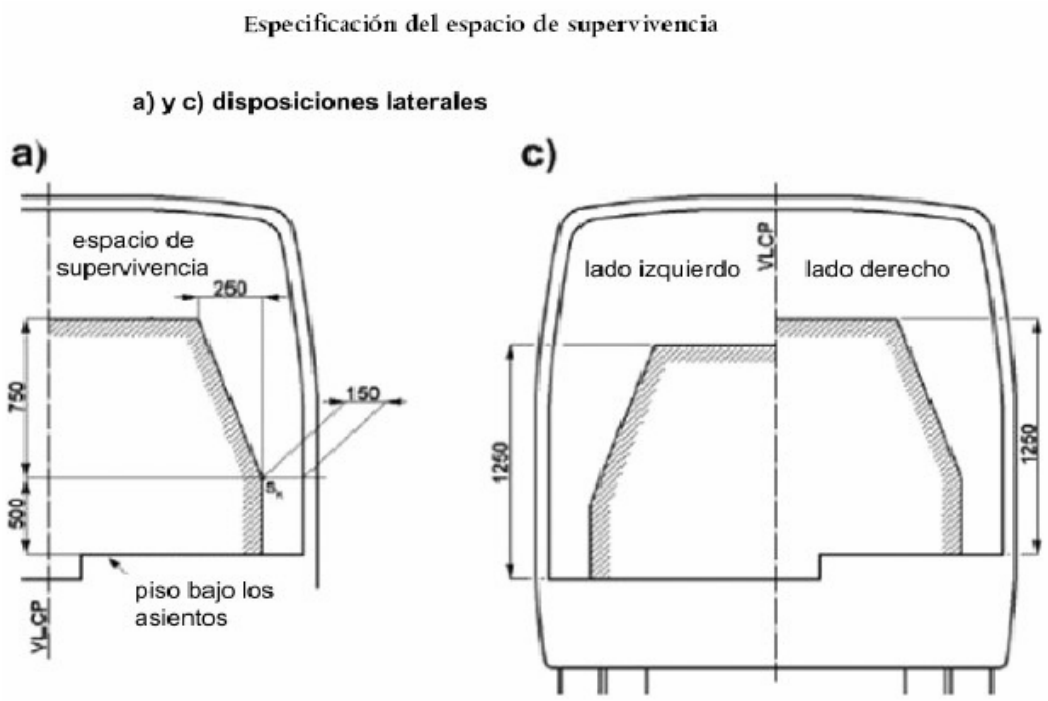
3.1.10 Espacio de supervivencia. Es el volumen que se obtiene en el compartimento de ocupantes, desplazando en línea recta el plano vertical y transversal indicado en la figura 1, de manera que se pase el punto S_R de la figura 2 desde el punto S_R del último asiento exterior a través del punto S_R de cada asiento exterior intermedio hasta el punto S_R del primer asiento exterior del ocupante.

NOTA 1.- La definición de buses de acuerdo a la NTE INEN ISO 3833 vigente.

(Continua)

DESCRIPTORES: Ingeniería automotriz, sistemas para vehículos automotores, carrocerías y componentes, buses, requisitos

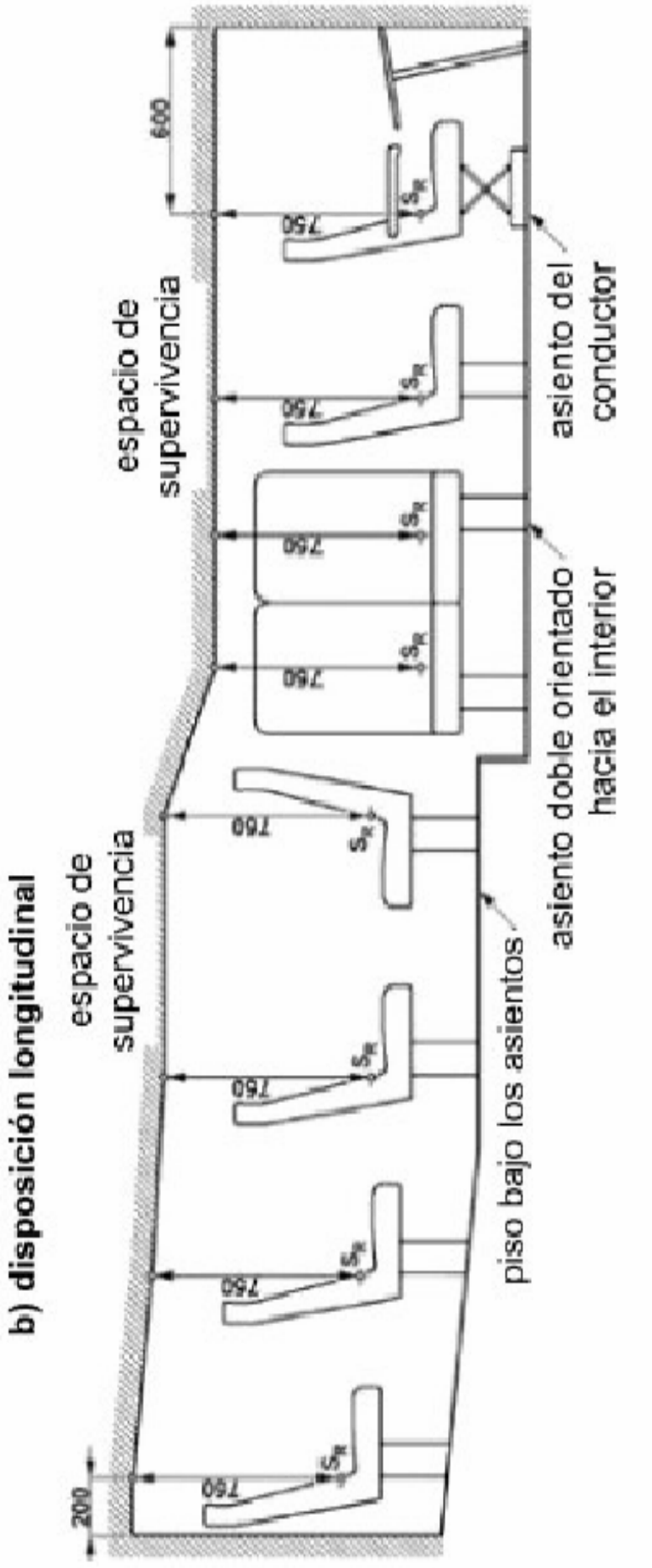
FIGURA 1. Vista transversal del espacio de supervivencia. (Ver nota 2)



NOTA 2. El objetivo de las figuras 1 y 2 es indicar las dimensiones en milímetros del espacio de supervivencia. Las figuras 1 y 2 no están relacionadas con una forma geométrica o distribución de asientos específica en las carrocerías.

(Continúa)

FIGURA 2 Vista longitudinal del espacio de supervivencia



3.1.11 Peso máximo admisible para el chasis. Conocida también como capacidad de carga. Es la carga útil máxima emitida para la cual fue diseñado el vehículo. Este valor es proporcionado por el fabricante del chasis.

4. DISPOSICIONES GENERALES

4.1 Consideraciones de diseño de la carrocería. Se debe considerar lo siguiente:

4.1.1 Las especificaciones del chasis, lo cual incluye:

- Tipo de Servicio de la carrocería.
- Peso bruto vehicular (PBV).
- Capacidad de carga de los ejes.
- Peso del chasis en vacío o tara, total y por ejes.
- Relación peso/potencia.

4.1.2 La estabilidad, lo cual incluye:

- Distribución de masa
- Altura del centro de gravedad
- Dimensiones de la carrocería
- Rigidez de suspensión.
- Capacidad de inclinación (rolido).

4.1.3 El confort, lo cual incluye:

- Aislamiento acústico y térmico.
- Ventilación.
- Hermeticidad.
- Ergonomía.

4.1.4 El mantenimiento, lo cual incluye:

- Accesibilidad a los elementos del vehículo.

4.1.5 La seguridad, lo cual incluye:

- Seguridad activa y pasiva.

4.1.6 Método de anclaje y montaje, lo cual incluye:

- Disposiciones y recomendaciones del fabricante del chasis (manual de carrozado).

4.1.7 Estructura, lo cual incluye:

- Materiales metálicos y no metálicos.
- Uniones y juntas.
- Tratamientos de materiales.
- Geometría.
- Resistencia estructural.

(Continúa)

5. REQUISITOS

5.1 Estructura de las carrocerías de buses

5.1.1 *Cargas de Diseño*. Para el análisis cuasi estático de la estructura de la carrocería se aplicarán las cargas especificadas en el presente numeral.

5.1.1.1 *Cargas vivas*. Se determinarán de acuerdo con la tabla 1.

TABLA 1. Cargas vivas de diseño.

TIPO DE SERVICIO (ver nota 3)	MASA DE UN OCUPANTE (kg)	MASA MÍNIMA DE EQUIPAJE DE MANO POR PASAJERO (kg)	MASA MÍNIMA DE EQUIPAJE A TRANSPORTARSE EN BODEGAS PORTA EQUIPAJES (kg) (ver nota 4)	ESPACIO NECESARIO POR PASAJERO DE PIE (m^2)
Urbano	70	-	-	0,16
Urbano (escolar e institucional)	70	-	-	Sin pasajeros de pie
Interurbano (Intraprovincial)	70	5	100 x Vol	0,16
Larga Distancia (Interprovincial y turismo)	70	5	100 x Vol	Sin pasajeros de pie

5.1.1.2 Carga de Giro (G). Debe calcularse en función de la fuerza centrífuga que se genera al ingresar el vehículo en una curva de determinado radio de giro y a cierta velocidad. Esta fuerza centrífuga deberá ser inferior a la fuerza de vuelco, calculada sobre la base del peso total del bus a plena carga y su centro de gravedad. La velocidad crítica deberá ser considerada de al menos 90 km/h y el radio de giro se establece en función de la tabla 2.

TABLA 2.- Velocidades, radios mínimos y peraltes en carretera. (Ver Nota 5)

Velocidad (del vehiculo) (km/h)	Radio de curvatura de la carretera (m)	Peralte (%)
80	250	8
85	300	
90	350	
95	400	
100	450	
105	500	
110	550	
115	600	
120	700	
125	800	7,51
130	900	6,97
135	1050	6,25
140	1250	5,49
145	1475	4,84
150	1725	4,29

NOTA 3.- De acuerdo a la NTE INEN ISO 3833 vigente y al Reglamento de la Ley de Tránsito y Transporte Terrestre vigente.

NOTA 4.- Vol.- Volumen de las bodegas portaequipajes en m^3

NOTA 5.- Tabla determinada al documento Norma 3.1-IC

(Continúa)

5.1.1.3 Carga de frenado (F). Se asume una desaceleración mayor o igual a 4 m/s^2 (ver Nota 6).

5.1.1.4 *Carga de aceleración brusca* (A_b). Se calcula con el mismo criterio de la carga de frenado pero en sentido contrario.

5.1.1.5 *Carga por resistencia del aire frontal* (R_{af}). Se la aplicará como la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal. Se utilizará la siguiente fórmula:

$$Raf = (1/2) \times (Cx) \times p \times Af \times V^2$$

Donde:

R_{af} = Carga por resistencia Aerodinámica, en (N).
p = Densidad del aire, en (kg/m^3).
V = Velocidad del aire, en (m/s). (Como mínimo 25 m/s).
Af = Área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal, en (m^2).
Cx = Coeficiente de resistencia frontal del aire. (Como mínimo 0.7)

5.1.2 *Combinaciones de cargas básicas*. Las estructuras de las carrocerías deben ser diseñadas de tal manera que resistan los esfuerzos determinados en base al menos a las siguientes combinaciones de cargas básicas:

5.1.2.1 Según método ASD (Allowable strength design)

1: M
2: M + V
3: M + V + G
4: M + V + F
5: M + V + F + R_{af}
6: M + V + R_{af}
7: M + V + A_b
8: M + V + A_b + R_{af}

5.1.2.2 Según método LRFD (Load resistance factor design)

1: 1,4M+V
2: 1,2M + 1,6V + 0,5G
3: 1,2M + 0,5V + 1,6G
4: 1,2M + 1,6F+ 0,8 R_{af}
5: 1,2M + 0,5 V+ 0,5F+ 1,3R_{af}
6: 1,2M +1,5A_b +0,5V
7: 0,9M – 1,3R_{af}
8: 0,9M + 1,3R_{af}

5.1.3 *Factores*. Los factores a utilizarse según el método ASD o LRFD serán los indicados en: Specification for Structural Steel Buildings (AISC) y North American Specification for the design of Cold Formed Steel-Structural Members (AISI).

5.1.4 Las cargas combinadas, según los dos métodos (ASD y LRFD), deben alcanzar una deformación elástica de todos los componentes de la estructura de la carrocería iguales o menores a 1/240 veces su longitud.

_____
NOTA 6. De acuerdo con el Ensayo del Tipo 0 con motor embragado para vehículos clase N de la DIRECTIVA 98/12/CE DE LA COMISIÓN EUROPEA, Anexo 2, Ensayos de frenado y rendimiento de los dispositivos de frenado.

(Continúa)

5.1.5 *Resistencia de la estructura*. Las estructuras de carrocerías deberán cumplir las siguientes condiciones:

5.1.5.1 Debe resistir una carga estática sobre el techo, equivalente al cincuenta por ciento (50%) del peso máximo admisible para el chasis, distribuido uniformemente a lo largo del mismo, sin experimentar deformaciones en ningún punto, que superen los setenta milímetros (70 mm).

5.1.5.2 Durante el ensayo de resistencia de la estructura o ni una vez finalizado el mismo, la estructura de la carrocería debe resistir para que el espacio de supervivencia no resulte invadido según el alcance del documento Regulation 66. Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of their Superstructure de las Naciones Unidas. (Ver Nota 7)

5.1.6 *Materiales de la estructura*. Deben ser perfiles estructurales protegidos contra la corrosión que cumplan con las NTE INEN correspondientes vigentes. (Ver nota 8).

5.1.7 *Soldadura de carrocerías*. Las carrocerías de buses deben soldarse de acuerdo con las normas vigentes AWS D8.8 para componentes de acero y/o AWS D8.14 para componentes de aluminio.

5.1.7.1 El proceso y procedimiento de soldadura será calificado de acuerdo con las normas vigentes AWS D1.3 para acero, AWS D1.2 para aluminio y AWS D1.6 para acero inoxidable.

5.1.8 *Manuales*. El fabricante de carrocerías debe disponer y aplicar la información indicada en los manuales de fabricación y montaje de carrocerías provistos por el fabricante de chasis. Para ello el fabricante de chasis debe entregar obligatoriamente dichos manuales específicos para cada modelo de chasis.

5.2 Unión chasis-carrocería. Las uniones entre el chasis y la carrocería se realizarán siguiendo exclusivamente las recomendaciones del fabricante del chasis para bus de transporte de pasajeros, indicadas en su manual de fabricación y montaje de carrocerías de buses.

5.3 Documentos técnicos. El proveedor de carrocerías debe disponer de memorias de cálculo estructural, listado de materiales, planos de construcción dimensionales, eléctricos, y neumáticos; para cada modelo de carrocería y chasis. El formato de los planos debe cumplir con el CPE INEN 03 Código de Dibujo Técnico-Mecánico.

5.4 Vidrios de seguridad. Los vidrios deben cumplir con la NTE INEN 1669 vigente y con el RTE INEN 034 Elementos de Seguridad en vehículos automotores vigente.

5.5 Elementos de seguridad. Las carrocerías de buses deben cumplir con el RTE INEN 034 Elementos de Seguridad en vehículos automotores vigente.

5.6 Los dispositivos de alumbrado, espejos retrovisores y señalización luminosa deben cumplir con la NTE INEN 1 155 vigente y con el RTE INEN 034 Elementos de Seguridad en vehículos automotores vigente.

5.7 Otros Requisitos

5.7.1 *Superficies de pisos y áreas de entrada y salida*. Deben ser de material antideslizante.

5.7.2 *Equipo e instalación eléctrica.* Deben cumplir con lo indicado en el numeral 7.5.2 y 7.5.3 de la Directiva Europea 2001/85 CE (ver anexo A).

5.7.3 *Pintura*. Debe cumplir con las NTE INEN correspondientes vigentes (ver nota 8).

_____

NOTA 7. Mientras no exista un documento normativo INEN equivalente

NOTA 8. En el caso de no existir Normas Técnicas Ecuatorianas NTE INEN se deben utilizar las normas o reglamentos equivalentes de reconocido prestigio, tales como: ASTM, DIN, JIS, ANSI.

(Continúa)

5.7.4 *Aislamiento térmico y acústico*. Debe cumplir con lo indicado en el numeral 7.5.1 de la Directiva Europea 2001/85 CE (ver Anexo A).

5.7.5 *Flamabilidad de materiales.* Retardante al fuego con un índice de llama no menor de 150 bajo la norma ASTM E 162 o un máximo de 250 mm/min según la norma ISO 3795.

5.7.6 *Sujeción de Parabrisas*. Debe cumplir con lo dispuesto en el documento normativo FMVSS 212 vigente.

5.7.7 Los materiales del piso, la perfileria de las ventanas y de las puertas deben cumplir con las NTE INEN vigentes (ver Nota 8).

5.7.8 Los sistemas eléctricos y neumáticos deben estar ocultos (ver Anexo A).

5.7.9 *Salidas de emergencia*. El número mínimo de salidas de emergencia será de acuerdo a la tabla 3.

TABLA 3. Número mínimo de salidas de emergencia

Número de pasajeros	Número total mínimo de salidas de emergencia
17-30	4
31-45	5
46-60	6
61-75	7
76-90	8
Mayor a 90	9

6. ENSAYOS

6.1 Los ensayos serán los indicados en la presente norma.

6.2 Métodos de ensayo de resistencia de la estructura.

La estructura del bus se ensayará por cualquiera de los métodos de ensayo contemplados en el numeral 6 del documento Regulation 66. Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of their Superstructure, de las Naciones Unidas.

7. ROTULADO

7.1 Las carrocerías deben disponer de una placa inalterable de identificación, con fines de rastreo, de fácil acceso, visible, legible y debe disponer de al menos la siguiente información:

- Nombre de la empresa fabricante de la carrocería.
- Número de certificado de evaluación de la conformidad de la estructura (NCE).
- Capacidad de pasajeros.
- Fecha de la fabricación (de finalización) (MM/AAAA).
- Número de producción (seis dígitos alfanuméricos).
- Número de chasis (VIN)
- País de origen de la carrocería.

Tamaño mínimo de la placa: 148,5 mm de largo
105 mm de ancho (formato A6).

7.2 El fabricante será responsable de marcar el número de producción indeleblemente en al menos dos lugares de la carrocería.

(Continua)

ANEXO A

Texto de los numerales 7.5.1, 7.5.2 y 7.5.3 de la Directiva 2001/85/CE.

7.5.1 *Compartimento del motor*

7.5.1.1 En el compartimento del motor no se utilizará ningún material de isonorización inflamable o susceptible de impregnarse de combustible o lubricante, salvo que dicho material esté recubierto de un revestimiento impermeable.

7.5.1.2 Se adoptarán las debidas precauciones, ya sea configurando de forma adecuada el compartimiento del motor, ya sea disponiendo orificios de drenaje, para evitar en la medida de lo posible que pueda acumularse combustible o aceite lubricante en alguna parte del compartimiento del motor.

7.5.1.3 Entre el compartimento del motor o cualquier otra fuente de calor (como un dispositivo destinado a absorber la energía liberada cuando un vehículo desciende por una larga pendiente, por ejemplo un ralentizador, o un dispositivo utilizado como calefactor del habitáculo, exceptuando sin embargo, los que funcionan por circulación de agua caliente) y el resto del vehículo, deberá colocarse una pantalla de separación resistente al calor. Todas las mordazas, juntas, etc. utilizadas en unión con dicha pantalla de separación deberán ser resistentes al fuego.

7.5.1.4 Podrá instalarse en el compartimento de viajeros un dispositivo calefactor que funcione por un método distinto del de circulación de agua caliente, siempre que este rodeado de material que resista las temperaturas que produzca el dispositivo, no emita gases tóxicos y esté situado de forma que los viajeros no puedan entrar en contacto con una superficie caliente.

7.5.2 *Equipo e instalación eléctricos*

7.5.2.1 Todos los cables deben estar bien aislados y todos los cables y material eléctrico deben resistir las condiciones de temperatura y humedad a las que están expuestos. En cuanto al compartimiento del motor, se prestará especial atención a su resistencia a la temperatura ambiente y a los efectos de todos los posibles productos contaminantes.

7.5.2.2 Ninguno de los cables utilizados en los circuitos eléctricos deben transmitir una corriente de intensidad superior a la admisible para el cable en cuestión. Habida cuenta de su forma de montaje y de la temperatura ambiente máxima.

7.5.2.3 Cada circuito eléctrico que alimente un elemento del sistema distinto del motor de arranque, el circuito de encendido (encendido por chispa), las bujías de incandescencia, el dispositivo de parada del motor, el circuito de carga y la conexión a tierra de la batería, deben estar provisto de un fusible o de un disyuntor. No obstante, podrán ir protegidos por un fusible o un disyuntor comunes, siempre que su potencia nominal no sobrepase los 16 A.

7.5.2.4 Todos los cables deben ir bien protegidos y firmemente fijados, de manera que no puedan ser dañados por cortes, abrasiones o roces.

7.5.2.5 Cuando la tensión eficaz supere los 100 voltios en uno o más de los circuitos eléctricos de un vehículo, se conectará un conmutador manual de aislamiento, capaz de desconectar dichos circuitos de la alimentación eléctrica principal, a todos los polos que no vayan conectados eléctricamente a tierra, situándolo en el interior del vehículo de modo que el conductor pueda acceder fácilmente a él, todo ello, siempre que dicho conmutador de asilamiento no pueda desconectar ninguno de los circuitos eléctricos que alimentan las luces exteriores obligatorias del vehículo. No obstante esto no será aplicable cuando se trate de circuitos de encendido de alta tensión o de circuitos autónomos incorporados a un elemento de equipo en el vehículo.

7.5.2.6 Todos los cables eléctricos deben estar colocados de tal forma que ninguna parte de los mismos pueda entrar en contacto con ningún tubo de carga de combustible ni con ninguna parte del sistema de escape, ni pueda estar sometida a calor excesivo, a menos que vayan provistos de aislamiento y protección especial, por ejemplo en el caso de una válvula de escape solenoide.

7.5.3 *Baterías*

7.5.3.1 Todas las baterías deben estar sólidamente fijadas y fácilmente accesibles.

7.5.3.2 El compartimento de las baterías estará separado del habitáculo destinado a los viajeros y del habitáculo del conductor y contará con ventilación por aire del exterior.

7.5.3.3 Los polos de la batería irán provistos de protección contra el riesgo de cortocircuito.

APENDICE Z

Z.1 DOCUMENTOS NORMATIVOS A CONSULTAR

Código de Práctica Ecuatoriano CPE INEN 03:1989	*Código de Dibujo Técnico Mecánico.*
Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1155:2008	*Vehículos automotores. Dispositivos para mantener o mejorar la visibilidad. Primera Revisión.*
Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1669:1990	*Vidrios de seguridad para automotores. Requisitos.*
Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN-ISO 3833:2008	*Vehículos automotores. Tipos. Términos y definiciones. Primera Revisión.*
Reglamento Técnico Ecuatoriano RTE 034:2008	*Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores*.

Reglamento a la Ley de Tránsito y Transporte Terrestre.

ASTM E 162 Standard Test Method for Surface Flammability of Materials Using a Radiant Heat Energy Source.

AWS D1.2 Structural Welding Code- Aluminium.

AWS D1.3 Structural Welding Code- Sheet Steel.

AWS D1.6 Structural Welding Code- Stainless Steel.

AWS D8.8M. Specification for Automotive weld quality-Arc Welding of Steel.

AWS D8.14M/D8.14. Specification for automotive and light truck components weld quality aluminium arc welding.

Directiva Europea: Directiva 98/12/CE de la Comisión del 27 de enero de 1998 por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y sus remolques.

Directiva Europea: Directiva 2001/85/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, del 20 de noviembre del 2001, relativa a las disposiciones especiales aplicables a los vehículos utilizados para el transporte de viajeros con más de ocho plazas además del asiento del conductor, y por la que se modifican las Directivas 70/156/CEE y 97/27/CE.

FMVSS 212. Federal Motors Vehicles Safety Standard 212. Windshield Mounting.

ISO 3795. Road Vehicles, and tractors and machinery for agriculture and forestry. Determination of burning behaviour of interior materials.

Norma 3.1-IC: *Trazado*. O.M. de 27 de diciembre de 1999. Boletín Oficial del Estado, número 28, de 2 de febrero de 2000.MINISTERIO DE FOMENTO (2000) Madrid.

Regulation 66. Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of their Superstructure

Specification for Structural Steel Buildings. American Institute Steel Construction.

North American Specification for the design of Cold Formed Steel-Structural Members. American Iron and Steel Institute.

Z.2 BASES DE ESTUDIO

Regulation 36. Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to their General Construction.

INFORMACIÓN COMPLEMENTARIA

Documento: NTE INEN 1 323 Primera Revisión	**TÍTULO: VEHÍCULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES. REQUISITOS**	**Código: MC 01.01-401**

ORIGINAL:	REVISIÓN:
Fecha de iniciación del estudio: 2007-06	Fecha de aprobación anterior por Consejo Directivo 1985-07-05 Oficialización con el Carácter de Obligatoria Por Acuerdo No. 545 de 1985-07-31 publicado en el Registro Oficial No. 260(s) de 1985-08-29 Fecha de iniciación del estudio: 2007-06

Fechas de consulta pública: de a

Subcomité Técnico: Carrocerías de buses
Fecha de iniciación: 2008-04-22 Fecha de aprobación: 2008-07-15
Integrantes del Subcomité Técnico:

NOMBRES:	**INSTITUCIÓN REPRESENTADA:**
Ing. Alexis Ortiz, (Presidente)	CIMEPI
Ing. Christian Villacrés	IBIMCO
Ing. Santiago Mena	CIMEPI
Sr. Luis A. Mosquera T.	IMETAM C.A
Sr. Pedro Santos	COOPERATIVA ARTESANAL DE PRODUCCIÓN DE CARROCERIAS METALICAS TUNGURAHUA-IMPEDSA. ARTESANOS
Sr. Raúl Ruiz Dueñas	SIKA ECUATORIANA SA
Sr. Johnny Lowndes	AUTEC S.A.
Ing. Ángel Portilla	EPN-CCICEV
Sr. Carlos Jácome	SERMAN
Sr. Iván Paredes	CINAE
Ing. Lenin Jimenez	I. MUNICIPIO DE LOJA- UMTTT-L
Sr. Medardo Cepeda	CEPEDA CIA LTDA
Sr. Ricardo Medina	AEADE
Ing. James Casteline	METROVIA
Arq. Vinicio Manzano	DIRECCIÓN NACIONAL DE TRÁNSITO
Sr. Luis Patricio Pérez	METÁLICAS PAPER´S
Sr. Robert Velasco	ESPE
Sr. Jorge Enrique Salgado.	LA CASA DEL PARABRISAS Y VIDRIERIA J.S
Sr. Carlos Laniano	ALUVID VENTANAS
Sr. Raúl Morales	CHARLIE AUTOGLASS- CRISETSA
Ing. Pedro Cabrera	UMT-CUENCA
Sbte. Luis Palacios	DIRECCION NACIONAL DE TRANSITO Y TRANSPORTE TERRESTRE
Sr. Jorge Ledesma	ATTE
Sr. Bladimir Pico	PICOSA-CANFAC
Ing. Luigi M. Lertora Velarde	CIMEG-COLEGIO DE ING. MEC. DEL GUAYAS
Sr. Rubén Román	DINA-VOLKSWAGEN
Sr. Francisco Borja	COVIAL
Sr. Moisés Flores	FAIRIS C.A.
Ing. Jorge Álvarez	CORPAIRE
Sr. Vicente Chávez	CÁMARA DE TRANSPORTE – TRANSPORTES SAN CRISTOBAL
Sr. Carlos Carchi	GLASSUIT LOJA
Ing. Jorge Cevallos	D.N.T.
Sr. Carlos Pillapa	CARROCERIAS PILLAPA
Ing. José Sánchez López	STARMOTORS

Ing. Marco Grijalva	GM OBB
Ing. Víctor Paredes	MINISTERIO DE TRANSPORTE Y OBRAS PÚLICAS
Ing. Elizabeth Guamán	CCICEV
Sr. Francisco Velasco	MOVIMIENTO JUSTICIA VIAL
Lcda. Piedad Aguilar	CANFAC
Ing. Geovany Novillo A	ESPOCH- FACULTAD INGENIERIA. MECÁNICA-
Sr. Clemente Ponce	AEADE
Sr. Víctor Jimenez	COVIAL
Ing. Flavio Cotacachi	CONSEJO NACIONAL DE TRANSITO Y TRANSPORTE TERRESTRE
Ing. Patricio Lara	CCICEV
Sr. Marco García	ATTE ASOCIACIÓN TRANSPORTE TURÍSTICO DEL ECUADOR
Ing. Pablo Viteri	NEOHYUNDAI
Ing. Alvaro Meza	CARROCERIAS PATRICIO CEPEDA
Srta. Myriam Salgado	LA CASA DEL PARABRISAS
Ing. Santiago Benavides	CIMEPI
Ing. John A. Quintana I.	CIMEG
Ing. Diego Dávila	ANETA
Dr. Freddy Sánchez	POLISAN
Ing. Santiago Vargas	VARMA S.A.
Ing. Carlos Landires	COLEGIO DE INGENIEROS MECANICOS DEL GUAYAS-CIMEG
Ing. Galo Espín	CRILAMIT S.A.
Ing. Ángel Tierra	ESPOCH-FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
Sr. Julio Llerena	CARROCERIAS JC LLERENA
Ing. Santiago Montero	SIKA
Ing. José Miranda	MIRAL
Ing. Santiago Moya	PICOSA
Sra. América Núñez	CARROCERIAS CUENCA
Ing. Antonio Chamorro	EMSAT
Sr. Marcelo Valencia r	DINA S.A.
Tlgo. Daniel Mosquera	IMETAM
Ing. Juan Revelo	ROOFTEC ECUADOR S.A.
Sr. Damián Llerena	CARROCERIAS JC LLERENA
Ing. Hugo Paredes, (Secretario Técnico)	INEN

Otros trámites:

El Directorio del INEN aprobó este proyecto de norma en sesión de 2008-11-28

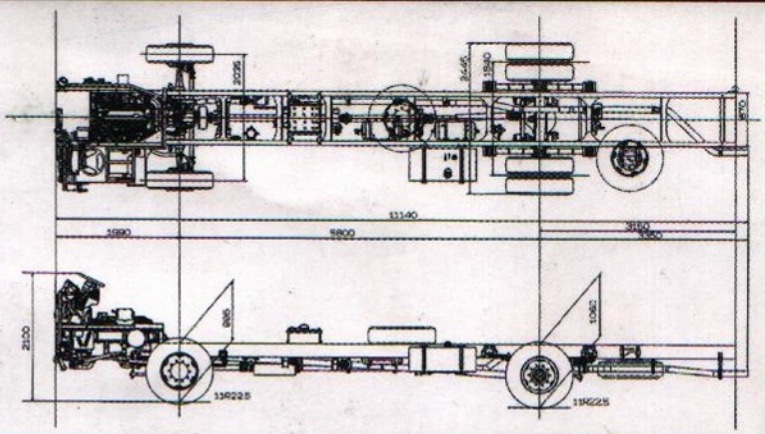
Oficializada como: Obligatoria Por Resolución No. 142-2009 de 2009-01-29
Registro Oficial No. 519 de 2009-02-02

Instituto Ecuatoriano de Normalización, INEN - Baquerizo Moreno E8-29 y Av. 6 de Diciembre
Casilla 17-01-3999 - Telfs: (593 2)2 501885 al 2 501891 - Fax: (593 2) 2 567815
Dirección General: E-Mail:furresta@inen.gov.ec
Área Técnica de Normalización: E-Mail:normalizacion@inen.gov.ec
Área Técnica de Certificación: E-Mail:certificacion@inen.gov.ec
Área Técnica de Verificación: E-Mail:verificacion@inen.gov.ec
Área Técnica de Servicios Tecnológicos: E-Mail:inencati@inen.gov.ec
Regional Guayas: E-Mail:inenguayas@inen.gov.ec
Regional Azuay: E-Mail:inencuenca@inen.gov.ec
Regional Chimborazo: E-Mail:inenriobamba@inen.gov.ec
URL:www.inen.gov.ec

DIMENSIONES

HINO

SERIE BUS



MODELO SERIE BUS	
DIMENSIONES	FS1ERVA - 2841
Largo Total	11,140 mm.
Distancia entre Ejes	5,800 mm.
Ancho Total	2,445 mm.
Altura Total	2,100 mm.

PROFORMA

MODELO:

PRECIO:

ENTRADA:

CUOTA:

SEGURO:

ASESOR DE VENTA:

REQUISITOS PARA CRÉDITOS
DEUDOR GARANTE

- Copias de cédula y certificado de votación
- Copias de pago de impuestos prediales de bienes inmuebles
- Copias de matrícula de vehículos
- Para clientes de buses, certificado de pertenecer a Coop. de Transporte
- Copias del RUC y declaración de impuestos actualizadas

OBSERVACIONES:

Unidos somos más

Grupo Mavesa

HINO | CITROËN | BRIDGESTONE | JOHN DEERE

HINO / QUALITYSEG GUAYAQUIL: Av. Juan Tanca Marengo Km. 3.5 Telf: 042272600 / Los Ríos 2029 y Huancavilca Telf: 042454442 **QUITO NORTE:** Av. Panamericana Norte Km. 6.5 y Sebastián Moreno Telf: 022479763 **QUITO SUR:** Av. Maldonado S24-154 y Cusubamba, Sector Guajaló Telf: 023061715 **CUENCA:** Av. España entre Chapetones y Alcabalas Telfs: 072863297 - 072868063 - 072867979 - 072862149

1800 - MAVESA / hino@mavesaec.com.ec

TUBERÍA ESTRUCTURAL

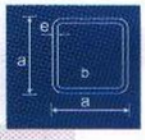
Características Generales:

Norma de Fabricación : NTE INEN 2415-08
Límite de fluencia (mínimo)
fy = 2400 kg/cm2
Tolerancias : Diámetro o dimensión exterior +/- 0.5%
Longitud + 21 mm - 0 mm (para tubería de 6m. de longitud)
Longitud de Entrega : 6 metros, otras longitudes bajo pedido
Acabado : Negro o Galvanizado
Espesor : +/- 7%

• 1 Tubos Redondos

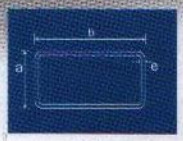
Denominación	Diámetro Exterior	Espesor	Peso	
		e	P	P
	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
5/8	15,88	1,50	0,55	3,28
3/4	19,05	1,50	0,67	3,99
7/8	22,22	1,50	0,79	4,73
1	25,40	1,50	0,90	5,37
		2,00	1,17	7,02
1 1/4	31,75	1,50	1,13	6,78
		2,00	1,48	8,90
1 1/2	38,10	1,50	1,37	8,20
		2,00	1,80	10,79
1 3/4	44,45	1,50	1,60	9,57
		2,00	2,13	12,76
1 7/8	47,63	1,50	1,72	10,32
		2,00	2,27	13,62
2	50,80	1,50	1,84	11,02
		2,00	2,43	14,55
		3,00	3,45	20,69
2 1/4	57,15	1,50	2,08	12,47
		2,00	2,79	16,72
2 3/8	60,33	1,50	2,24	13,42
		2,00	2,83	17,00
		3,00	4,38	26,28
2 1/2	63,50	1,50	2,34	14,04
		2,00	3,13	18,75
		3,00	4,62	27,69
3	76,20	2,00	3,68	22,42
		3,00	5,26	33,35
		4,00	7,35	44,09
3 1/2	89,10	2,00	4,37	26,19
		3,00	6,50	39,00
		4,00	8,60	51,62
4 1/2	114,30	2,00	5,59	33,53
		3,00	8,36	50,16
		4,00	11,09	66,51
5	127,00	2,00	6,22	37,30
		3,00	9,26	55,53
		4,00	12,28	73,66

• 2 Tubos Cuadrados



Denominación	Espesor	Peso	
a	e	P	P
mm	mm	Kg/m	Kg/6m
3/4	20	1,50	0,88	5,26
1	25	1,50	1,13	6,78
		2,00	1,48	8,90
1 1/4	30	1,50	1,37	8,20
		2,00	1,80	10,79
1 1/2	40	1,50	1,72	10,32
		2,00	2,27	13,62
		3,00	3,22	19,33
2	50	1,50	2,32	13,93
		2,00	3,13	18,75
		3,00	4,62	27,69
2 3/8	60	2,00	3,74	22,42
		3,00	5,56	33,35
3	75	2,00	4,65	27,88
		3,00	6,88	41,26
		4,00	9,11	54,64
4	100	2,00	6,22	37,30
		3,00	9,26	55,53
		4,00	12,28	73,66

• 3 Tubos Rectangular



Denominación	Dimensiones			Peso	
	a	b	e	P	P
	mm	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
3/4 x 1 1/2	20	40	1,50	1,37	8,20
			2,00	1,80	10,79
1 x 2	25	50	1,50	1,72	10,32
			2,00	2,27	13,62
1 1/2 x 2 3/8	40	60	2,00	3,13	18,75
			3,00	4,62	27,69
1 1/4 x 2 3/4	30	70	2,00	3,13	18,75
			3,00	4,62	27,69
1 1/2 x 3 1/8	40	80	2,00	3,68	22,05
			3,00	5,26	31,55
1 3/4 x 3	45	75	2,00	3,74	22,42
			3,00	5,56	33,36
			4,00	7,35	44,09
2 x 4	50	100	2,00	4,63	27,79
			3,00	6,88	41,26
			4,00	9,11	54,64

• 4 Tubos Poste Galvanizados

Denominación	Diámetro Exterior	Espesor	Peso	
		e	P	P
pulg.	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
1	25,40	2,00	1,22	7,34
1 1/4	31,75	2,00	1,55	9,30
1 1/2	38,10	2,00	1,88	11,28
1 5/8	42,20	2,00	2,15	12,90
1 3/4	44,45	2,00	2,22	13,34
2	50,80	2,00	2,54	15,21
2 3/8	60,33	2,00	3,10	18,61
2 1/2	63,50	2,00	3,27	19,60
3	76,20	2,00	3,84	23,04
		3,00	5,42	32,53
3 1/2	88,90	2,00	4,55	27,27
4	101,6	2,00	5,29	31,76
4	101,6	3,00	7,86	47,18
		3,00	6,70	40,18
4 1/2	114,30	2,00	5,84	35,05
		3,00	8,61	51,67
5	127,00	2,00	6,50	38,98
		3,00	9,53	57,20

• 5 Tubos Agricolas Galvanizados

Denominación	Diámetro Exterior	Espesor	Peso	
		e	P	P
	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
7/8	22,22	1,5	0,84	5,02
1	25,40	1,5	0,95	5,69
1 1/4	31,75	1,5	1,20	7,19
1 1/2	38,10	1,5	1,45	8,69
1 3/4	44,45	1,5	1,69	10,15
2	50,80	1,5	1,95	11,69
2 1/4	57,15	1,5	2,23	13,37
2 1/4	57,15	2,0	2,91	17,48
	42	1.5	1.61	9.66
	42	2.0	2.15	12.9

TUBERÍA MECÁNICA

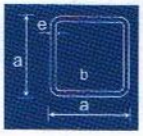
Características Generales:

Norma de Fabricación : NTE INEN 2415-08
Límite de fluencia (mínimo)
fy = 2400 kg/cm2
Tolerancias : Diámetro o dimensión exterior +/- 0.5%
Longitud + 21 mm - 0 mm (para tubería de 6m. de longitud)
Longitud de Entrega : 6 metros, otras longitudes bajo pedido
Acabado : Negro o Galvanizado
Espesor : +/- 7%

• 1 Tubos Redondos

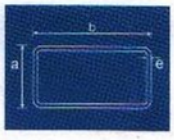
Denominación	Diámetro Exterior	Espesor	Peso	
		e	P	P
	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
1/2	12,70	0,75	0,24	1,43
		0,90	0,29	1,72
5/8	15,88	0,75	0,29	1,71
		0,90	0,34	2,06
		1,10	0,41	2,43
3/4	19,05	0,75	0,35	2,08
		0,90	0,41	2,46
		1,10	0,50	2,98
7/8	22,22	0,75	0,42	2,51
		0,90	0,50	3,01
		1,10	0,59	3,55
1	25,40	0,75	0,46	2,76
		0,90	0,55	3,30
		1,10	0,67	4,01
1 1/4	31,75	0,90	0,69	4,15
		1,10	0,84	5,05
1 1/2	38,10	0,90	0,83	5,00
		1,10	1,02	6,09
1 3/4	44,45	0,90	0,97	5,79
		1,10	1,18	7,07
1 7/8	47,63	0,90	1,05	6,27
		1,10	1,27	7,61
2	50,80	0,90	1,12	6,70
		1,10	1,36	8,14
2 1/4	57,15	1,10	1,55	9,32

• 2 Tubos Cuadrados

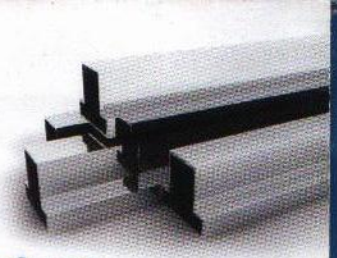


Denominación		Espesor	Peso	
	a	e	P	P
	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
1/2	12,70	0,75	0,29	1,71
		0,90	0,34	2,06
3/4	20	0,75	0,46	2,75
		0,90	0,54	3,24
		1,10	0,65	3,88
1	25	0,75	0,58	3,48
		0,90	0,69	4,15
		1,10	0,84	5,05
1 1/4	30	0,90	0,83	5,00
		1,10	1,02	6,09
1 1/2	40	0,90	1,05	6,27
		1,10	1,27	7,61

• 3 Tubos Rectangulares



Denominación	Dimensiones			Peso	
	a	b	e	P	P
	mm	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
3/4 x 1 1/2	20	40	0,75	0,70	4,19
			0,90	0,83	5,00
			1,10	1,02	6,09
1 x 2	25	50	0,90	1,05	6,27
			1,10	1,27	7,64

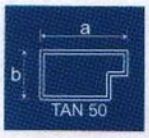


CARPINTERÍA METÁLICA

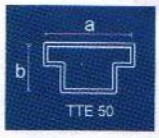
Características Generales:

Norma de Fabricación : NTE INEN 2415-08
Límite de fluencia (mínimo)
fy = 2400 kg/cm2
Tolerancias : Diámetro o dimensión exterior +/- 0.5%
Longitud + 21 mm - 0 mm (para tubería de 6m. de longitud)
Longitud de Entrega : 6 metros, otras longitudes bajo pedido
Acabado : Negro o Galvanizado
Espesor : +/- 7%

Denominación	Dimensiones		Espesor	Peso	
	a	b	e	P	P
	mm	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
TAN 25	25	25	0,75	0,58	3,48
TAN 50	50	30	0,90	1,09	6,70



Denominación	Dimensiones		Espesor	Peso	
	a	b	e	P	P
	mm	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
TTE 25	25	25	0,75	0,60	3,48
TTE 50	50	30	0,90	1,09	6,70



CAÑERÍAS

Características Generales:

Norma : ASTM A53, ISO 65, NTE INEN 2470-08. Estos tubos son de uso general en la conducción de fluidos como agua, vapor, gas y aire a presión.

Acabado:

- Negros con acabado de laminación y con protección de aceite inhibidor de la oxidación
- Galvanizados por inmersión en caliente, interna y externamente.
- Capa promedio de galvanizado: ASTM A53: min 550 gr/m2, ISO 65: min 350 gr/m2

Prueba Hidrostática:

Los tubos fabricados bajo especificaciones ISO contemplados en este catálogo son validados por medio de un ensayo no destructivo por corrientes de Eddy y ensayados por muestreo a una presión de 50 Ba. (700 psi).

• 1 Tubos ISO - 65

Denominación	Diámetro Exterior	Light - 2 Espesor	Light - 2 Peso	Light - 1 Espesor	Light - 1 Peso
		e	P	e	P
pulg.	mm	mm	Kg/m	mm	Kg/6m
1/2	21,30	2,00	5,68	2,30	6,54
3/4	26,90	2,30	8,28	2,30	8,34
1	33,70	2,60	11,88	2,90	13,20
1 1/4	42,40	2,60	15,24	2,90	16,92
1 1/2	48,30	2,90	19,38	2,90	19,44
2	60,30	2,90	24,48	3,20	26,94
2 1/2	73,00	3,20	34,26	3,20	34,38
3	88,70	3,20	40,32	3,60	45,30
4	114,30	3,60	58,50	4,00	64,80

• Planchas Laminadas al Caliente *

Norma Técnica : NTE INEN 115 / ASTM A 1008 CS
Recubrimiento : Negro
Observaciones : Otros Largos y espesores previa consulta.

Dimensiones mm mm	Espesores	Calidad del Acero
1220 x 2440	1,5 a 6,0	Comercial

• Planchas Laminadas al Frío

Norma Técnica : NTE INEN 115 / ASTM A 1008 CS
Recubrimiento : Negro
Observaciones : Otros Largos y espesores previa consulta.

Dimensiones mm mm	Espesores	Calidad del Acero
1220 x 2440	0,45 a 1,4	Comercial

• Planchas Galvanizadas *

Norma Técnica : NTE INEN 115 / ASTM A 653 CS
Recubrimiento : Galvanizado G60
Observaciones : Otros Largos y espesores previa consulta.

Dimensiones mm mm	Espesores	Calidad del Acero
1220 x 2440	0,45 a 1,4	Comercial

• Flejes Laminados en Caliente *

Norma técnica : NTE INEN 115 / ASTM A 1008 CS
Recubrimiento : Negro
Ancho : Bajo pedido desde 50 mm hasta 1220 mm
Observaciones : Otras dimensiones y largos previa consulta.

Espesor mm	Peso Kg/ m2
1,5	11,78
2	15,7
3	23,55
4	31,4
5	39,25
6	47,1

• Flejes Laminados en Frío

Norma técnica : NTE INEN 115 / ASTM A 1008 CS
Recubrimiento : Negro
Ancho : Bajo pedido desde 50 mm hasta 1220 mm
Observaciones : Otras dimensiones y largos previa consulta.

Espesor mm	Peso Kg/ m2
0,45	3,53
0,5	3,93
0,7	5,5
0,9	7,07
1,1	8,64
1,4	10,99

• Flejes Galvanizados *

Norma técnica : NTE INEN 115 / ASTM A 653 CS
Recubrimiento : Galvanizado G60
Ancho : Bajo pedido desde 50 mm hasta 1220 mm
Observaciones : Otros Largos y espesores previa consulta.

Espesor mm	Peso Kg/ m2
0,45	3,53
0,5	3,93
0,7	5,5
0,9	7,07
1,1	8,64
1,4	10,99

* *Para el caso de **ACERO CALIDAD ESTRUCTURAL** consultar con el Departamento Comercial.*

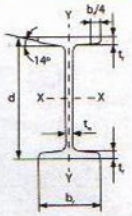
PERFILES IPE

Normas técnicas:
NTE INEN 2215-99, NTE INEN 2230-08, ASTM A 36
Longitud de entrega: 6 metros
Acabado: Negro

Dimensiones y propiedades para el diseño

Design.	Peso	Área	Dimensiones			
			Altura	Alas		Alma
IPEd	P	A	d	bf	tf	tw
	kgf/m	cm²	mm			
IPE 80	6,0	7,64	80	46	5,20	3,80
IPE100	8,1	10,30	100	55	5,70	4,10
120	10,4	13,20	120	64	6,30	4,40
140	12,9	16,40	140	73	6,90	4,70
160	15,8	20,10	160	82	7,40	5,00
180	18,8	23,90	180	91	8,00	5,30
IPE 200	22,4	28,50	200	100	8,50	5,60
240	30,7	39,10	240	120	9,80	6,20
IPE300	42,2	53,80	300	150	10,7	7,10

PERFILES IPN

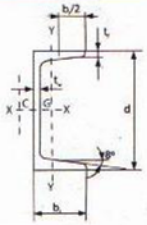


Normas técnicas:
NTE INEN 2215-99, NTE INEN 2231-08, ASTM A 36
Longitud de entrega: 6 metros
Acabado: Negro

Dimensiones y propiedades para el diseño

Design.	Peso	Área	Dimensiones			
			Altura	Alas		Alma
IPNd	P	A	d	bf	tf	tw
	kgf/m	cm²	mm			
IPN 80	5,9	7,58	80	42	5,9	3,9
100	8,3	10,60	100	50	6,8	4,5
120	11,1	14,20	120	5,8	7,7	5,1
IPN140	14,3	18,30	140	66	8,6	5,7
160	17,9	22,80	160	74	9,5	6,3
180	21,9	27,90	180	82	10,4	6,9
IPN200	26,2	33,40	200	90	11,3	7,5
240	36,2	46,10	240	106	13,1	8,7
300	54,2	69,00	300	125	16,2	10,8

PERFILES UPN



Normas técnicas:
NTE INEN 2215-99, NTE INEN 2229-08, ASTM A 36
Longitud de entrega: 6 metros
Acabado: Negro

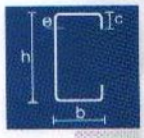
Dimensiones y propiedades para el diseño

Design.	Peso	Área	Dimensiones			
			Altura	Alas		Alma
UPNd	P	A	d	bf	tf	tw
	kgf/m	cm²	mm			
UPN 80	8,65	11,02	80	45	8,00	6,00
UPN 100	10,6	13,50	100	50	8,50	6,00
120	13,4	17,00	120	55	9,00	7,00
140	16,0	20,40	140	60	10,0	7,00
160	18,8	24,00	160	65	10,5	7,50
180	22,0	28,00	180	70	11,0	8,00
UPN 200	25,3	32,20	200	75	11,5	8,50
240	33,2	42,30	240	85	13,0	9,50
UPN 300	46,2	58,80	300	100	16,0	10,0

PERFILES ESTRUCTURALES

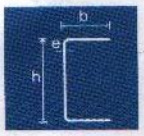
Características Generales:
Norma : NTE INEN 1623-09.
Límite de fluencia (mínimo) fy = 2400 kg/cm²
Longitud de Entrega : 6 metros, otras longitudes bajo pedido
Tolerancia : **Longitud:** + 40 mm - 0 mm
(para perfiles de 6m de longitud)

• 1 Correas



Denominación	Dimensiones				Peso		Área
	h	b	c	e	Kg/m	Kg/6m	cm2
	mm	mm	mm	mm			
CG	60	30	10	1,50	1,49	8,96	1,82
CG	60	30	10	2,00	1,92	11,94	2,44
CG	80	40	15	1,50	2,09	12,56	2,52
CG	80	40	15	2,00	2,78	16,66	3,54
CG	80	40	15	3,00	4,01	24,06	5,11
CG	100	50	15	2,00	3,41	20,43	4,34
CG	100	50	15	3,00	4,95	29,71	6,31
CG	125	50	15	2,00	3,80	22,80	4,84
CG	125	50	15	3,00	5,54	33,24	7,06
CG	150	50	15	2,00	4,19	25,14	5,34
CG	150	50	15	3,00	6,13	36,78	7,81
CG	200	50	15	2,00	4,98	29,85	6,34
CG	200	50	15	3,00	7,31	43,84	9,31

• 2 Canales



Espesor: ± 0.13 mm para 2 mm de espesor
± 0.18 mm para 3 mm de espesor
± 0.20 mm para 4 mm de espesor

Denominación	Dimensiones			Peso		Área
	h	b	e	Kg/m	Kg/6m	cm2
	mm	mm	mm			
CU	50	25	1,5	1,08	6,50	1,35
CU	50	25	2,0	1,47	8,82	1,87
CU	50	25	3,0	2,12	12,72	2,70
CU	80	40	2,0	2,41	14,46	3,07
CU	80	40	3,0	3,54	21,24	4,51
CU	80	40	4,0	4,61	27,66	5,87
CU	100	50	2,0	3,04	18,24	3,87
CU	100	50	3,0	4,48	26,88	5,71
CU	100	50	4,0	5,87	35,22	7,48
CU	125	50	2,0	3,43	20,58	4,37
CU	125	50	3,0	5,07	30,42	6,46
CU	125	50	4,0	6,65	39,90	8,47
CU	150	50	2,0	3,82	22,93	4,87
CU	150	50	3,0	5,66	33,96	7,21
CU	150	50	4,0	7,44	44,64	9,48
CU	200	50	2,0	4,61	27,64	5,87
CU	200	50	3,0	6,83	40,98	8,7
CU	200	50	4,0	9,01	54,06	11,48

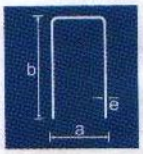
PERFILES ESPECIALES

Características Generales:
Norma : NTE INEN 1623-09.
Longitud de Entrega : 6 metros, otras longitudes bajo pedido

• 1 Omega

Denominación	Dimensiones				Peso		Área
	a	b	c	e	Kg/m	Kg/6m	cm2
	mm	mm	mm	mm			
OMEGA	35	50	20	2	2.52	15.12	3.21

• 2 Riel



Denom	Dimensiones			Peso		Área
	a	b	e	Kg/m	Kg/6m	cm²
	mm	mm	mm			
RIEL	24	48	2	1,76	10,55	2,23

PERFILES LAMINADOS

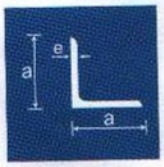
Características Generales:

Norma : NTE INEN 2215 -99
NTE INEN 2222 -99
NTE INEN 2224 -08
NTE INEN 2234 -00

Límite de fluencia (mínimo) fy = 2400 kg/cm²

Longitud de Entrega : 6 metros, otras longitudes bajo pedido

• 1 Ángulos



Tolerancia: Longitud: ± 50 mm
En alas: ±1 mm para anchos entre 0 y 50 mm (inc).
±1.5 mm para anchos entre 50 (exc) y 100 mm (inc).

Denominación	Dimensiones a mm	Dimensiones e mm	Peso Kg/m	Peso Kg/6m	Área cm2
AL 20 X 2	20	2	0,60	3,58	0,76
AL 20 X 3	20	3	0,87	5,23	1,11
AL 25 X 2	25	2	0,75	4,52	0,96
AL 25 X 3	25	3	1,11	6,64	1,41
AL 25 X 4	25	4	1,45	8,67	1,84
AL 30 X 3	30	3	1,34	8,05	1,71
AL 30 X 4	30	4	1,76	10,55	2,24
AL 40 X 3	40	3	1,81	10,88	2,31
AL 40 X 4	40	4	2,39	14,32	3,04
AL 40 X 6	40	6	3,49	20,91	4,44
AL 50 X 3	50	3	2,29	13,71	2,91
AL 50 X 4	50	4	3,02	18,09	3,84
AL 50 X 6	50	6	4,43	26,56	5,64
AL 65 X 6	65	6	5,84	35,04	7,44
AL 75 X 6	75	6	6,78	40,69	8,64
AL 75 X 8	75	8	8,92	53,50	11,36
AL 100 X 6	100	6	9,14	54,82	11,64
AL 100 X 8	100	8	12,06	72,34	15,36
AL 100 X 10	100	10	15,04	90,21	19,15
AL 100 X 12	100	12	17,71	106,25	22,56

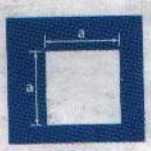
• 2 Platinas

Tolerancia: Longitud: +75 mm - 0 mm
En dimensión exterior: ±1 mm para valores entre 0 y 50 mm (inc).
±1.5 mm para valores entre 50 (exc) y 75 mm (inc).
±2.0 mm para valores entre 75 (exc) y 100 mm (inc).

En espesor: ±0.5 mm para anchos entre 0 y 20 mm (inc).
±1.0 mm para anchos entre 20 (exc) y 40 mm (inc).
±1.5 mm para anchos mayores a 40 mm.

Denominación	Dimensiones a mm	Dimensiones e mm	Peso Kg/m	Peso Kg/6m	Área cm2
PL 12 X 3	12	3	0,28	1,70	0,36
PL 12 X 4	12	4	0,38	2,26	0,48
PL 12 X 6	12	6	0,57	3,39	0,72
PL 19 X 3	19	3	0,45	2,68	0,57
PL 19 X 4	19	4	0,60	3,58	0,76
PL 19 X 6	19	6	0,89	5,37	1,15
PL 25 X 3	25	3	0,59	3,53	0,75
PL 25 X 4	25	4	0,79	4,71	1,00
PL 25 X 6	25	6	1,18	7,07	1,50
PL 25 X 9	25	9	1,77	10,59	2,25
PL 25 X 12	25	12	2,36	14,13	3,00
PL 30 X 3	30	3	0,71	4,24	0,90
PL 30 X 4	30	4	0,94	5,65	1,20
PL 30 X 6	30	6	1,41	8,47	1,80
PL 30 X 9	30	9	2,12	12,71	2,70
PL 30 X 12	30	12	2,83	16,95	3,60
PL 38 X 3	38	3	0,89	5,37	1,15
PL 38 X 4	38	4	1,19	7,16	1,52
PL 38 X 6	38	6	1,79	10,74	2,28
PL 38 X 9	38	9	2,69	16,11	3,42
PL 38 X 12	38	12	3,58	21,48	4,56
PL 50 X 3	50	3	1,18	7,07	1,50
PL 50 X 4	50	4	1,58	9,50	2,00
PL 50 X 6	50	6	2,26	14,13	3,00
PL 50 X 9	50	9	3,53	21,20	4,50
PL 50 X 12	50	12	4,71	28,26	6,00
PL 65 X 6	65	6	3,06	18,37	3,90
PL 65 X 9	65	9	4,59	27,55	5,85
PL 65 X 12	65	12	6,12	36,73	7,80
PL 75 X 6	75	6	3,53	21,20	4,50
PL 75 X 9	75	9	5,30	31,80	6,75
PL 75 X 12	75	12	7,07	42,39	9,00
PL 100 X 6	100	6	4,71	28,26	6,00
PL 100 X 9	100	9	7,07	42,40	9,00
PL 100 X 12	100	12	9,42	56,52	12,00

• 3 Barra Cuadrada



Denominación	a mm	Peso Kg/m	Peso Kg/6m	Área cm2
BC 9	9,00	0,64	3,83	0,81
BC 11	11,00	0,95	5,70	1,21
BC 15	15,00	1,77	10,60	2,25
BC 18	18,00	2,54	15,26	3,24
BC 24.5	24,50	4,72	28,30	6,00

• 4 Barra Cóncava

Denominación	a mm	Peso Kg/m	Peso Kg/6m	Área cm2
BARCO 9	9	0.47	2.80	0.59
BARCO 12	12	0.75	4.50	0.96

• 5 Barra Redonda

Denominación	Diámetro mm	Peso Kg/m	Peso Kg/6m	Área cm2
BR 10	10,00	0,62	3,70	0,79
BR 12	12,00	0,89	5,33	1,13
BR 15	15,00	1,39	8,32	1,77
BR 18	18,00	2,00	11,98	2,55
BR 22	22,00	2,98	17,90	3,80
BR 24.5	24,50	3,70	22,20	4,71

• 6 Tees

Tolerancia: Longitud: +50 mm
En dimensión exterior: ± 100 mm

Denominación	a mm	e mm	Peso Kg/m	Peso Kg/6m	Área cm2
TEE 20 X 3	20	3	0,90	5,40	1,15
TEE 25 X 3	25	3	1,19	7,14	1,52
TEE 30 X 3	30	3	1,41	8,48	1,80

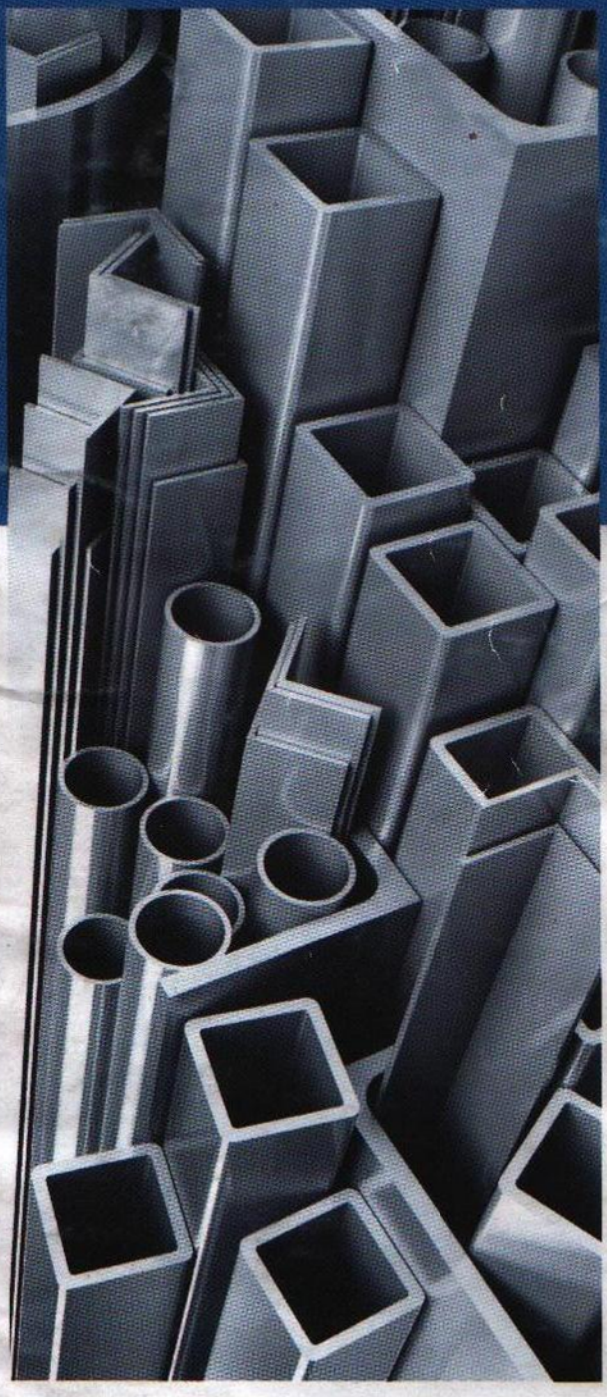
ISO 9001 SYSTEM CERTIFICATION SGS

ISO 14001 SYSTEM CERTIFICATION SGS

NOVACERO
SOLUCIONES DE ACERO

Distribuido por:

NOVACERO
SOLUCIONES DE ACERO



Pressiso
Angulos Perfiles Tubos

Edición Nº 3

Versión no controlada

UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

TESIS DE INGENIERIA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

PROPUESTA DE DISEÑO ESTRUCTURAL DE CARROCERÍA PARA BUSES DE SERVICIO INTERPROVINCIAL.

Señores colaboradores, la presente encuesta tiene como finalidad conocer su percepción de los siguientes diseños exteriores sugeridos para buses de servicio interprovincial, mismos que serán la base de la propuesta para el diseño estructural a desarrollar en el presente proyecto de tesis para la obtención del título de Ingeniero Mecánico Automotriz.

Ocupación:……Edad:……..

A) ASPECTOS ESTÉTICOS

1.- Ordene los modelos de acuerdo a su afinidad con los colores.

MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3

2.- Ordene los modelos de acuerdo a su afinidad con la forma de la parte delantera.

MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3

3.- Ordene los modelos de acuerdo a su afinidad con la curvatura longitudinal del bus.

MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3

4.- En los siguientes factores estéticos, califique a cada uno de los modelos con valores del 1 al 5, siendo 1 lo más bajo y 5 lo más alto en relación a cada aspecto.

a.- Visibilidad del panorama de los pasajeros al usar el transporte.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

b.- Seguridad al usar el transporte.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

c.- Ventilación y circulación del aire al interior del bus.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

d.- Comodidad aparente de los pasajeros.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

5.- Ordene los modelos de acuerdo a su agrado.

MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3

6.- Que le cambiaria a los modelos

PARTES	MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3
Color			
Ventanas Laterales			
Parte frontal			
Parte lateral			
Forma de la puerta			
Ventilación			

Otros:……

B) ASPECTOS TECNICOS

MANUFACTURA

En las siguientes cualidades referentes a la construcción de los buses, califique a cada uno de los modelos con valores del 1 al 5, siendo 1 lo más bajo y 5 lo más alto en relación a cada aspecto.

1.- Dificultad de construcción.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

2.- Tiempo de construcción.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

3.- Costo aproximado de construcción.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

4.- Demanda de conocimientos técnicos para construir.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

5.- Necesidad de herramientas especiales para construir.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

6.- Viabilidad de construcción.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

ADAPTABILIDAD DE CIRCULACIÓN AERODINAMICA

Califique las cualidades referentes a la adaptabilidad al tráfico de los buses, con valores del 1 al 5, en afinidad a cada aspecto.

1.- Visibilidad Frontal del conductor.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

2.- Visibilidad lateral del conductor.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

3.- Mejor maniobrabilidad de circulación bajo la lluvia.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

SEGURIDAD

Califique las cualidades referentes a la respuesta de los buses frente a una colisión o accidente, con valores del 1 al 5, en afinidad a cada aspecto.

1.- Atenuación de fuerzas del impacto frontales.

MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

2.- Atenuación de fuerzas del impacto laterales.

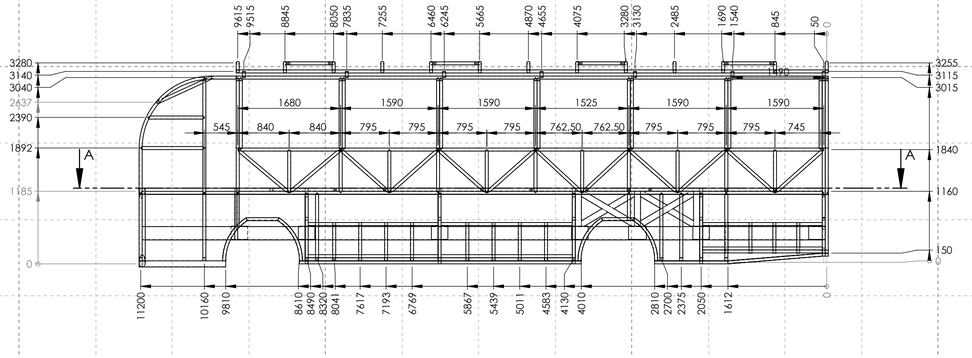
MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

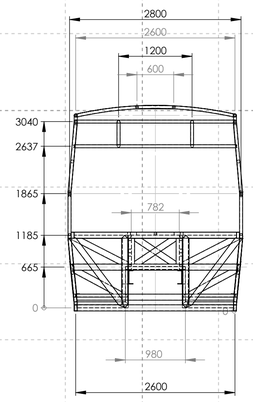
3.- Resistencia y oposición frente a un volcamiento

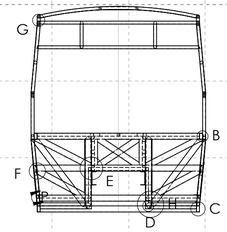
MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

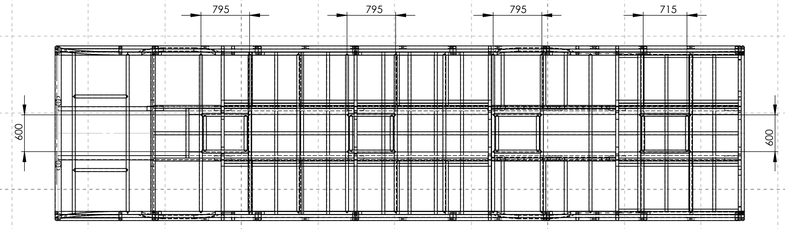
4.- Facilidad de escape frente a una emergencia.

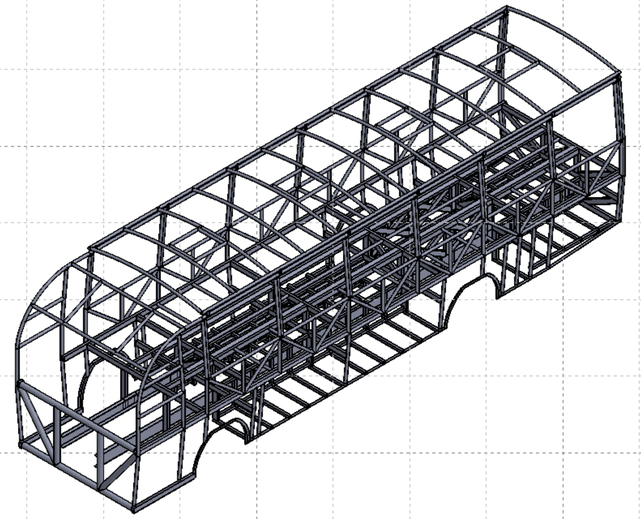
MODELO 1					MODELO 2					MODELO 3				
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5



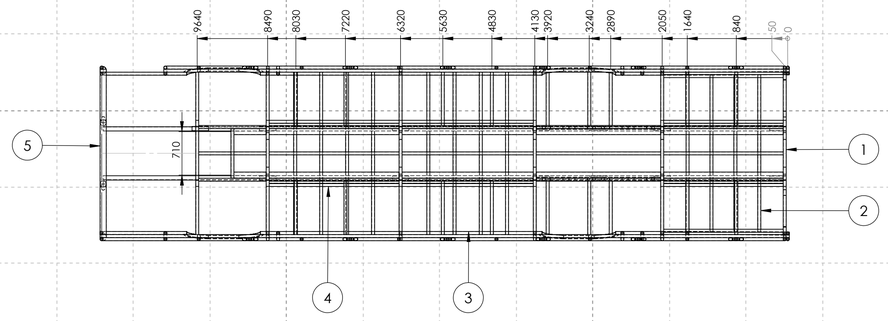




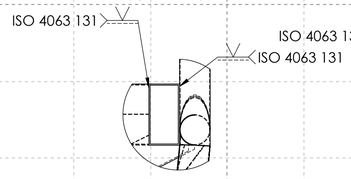




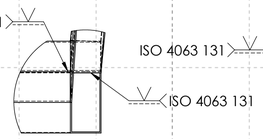
CORTE A-A
ESCALA 1 : 50



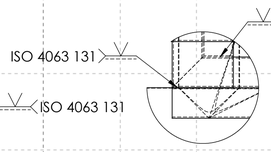
DETALLE B
ESCALA 1 : 5



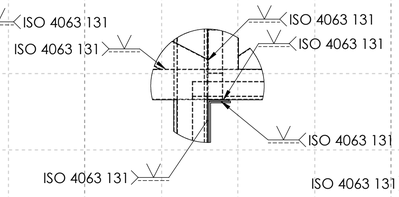
DETALLE C
ESCALA 1 : 5



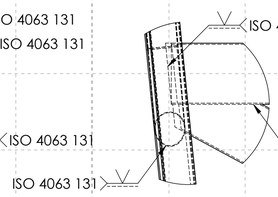
DETALLE D
ESCALA 1 : 5



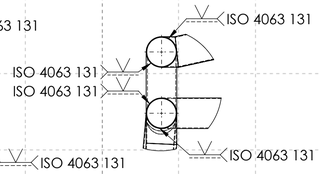
DETALLE E
ESCALA 1 : 10



DETALLE F
ESCALA 1 : 5



DETALLE G
ESCALA 1 : 5



ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL
5	5	Sección Circular 100 mm	INEN 2415	12 m
4	4	Sección Cuadrada 50x50 mm	INEN 2415	49 m
3	3	Sección en L 50 x 50 mm	INEN 1623	41 m
2	2	Sección Circular 50 mm	INEN 2415	300 m
1	1	Sección Rectangular 100x 50 mm	INEN 2415	120 m

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:
ACABADO:
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
NO CAMBIE LA ESCALA
REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CARDENAS/ESCUDERO/QUEZHPI		
VERIF.			
APROB.	Ing. Marco Amaya		15/01/2014
FABR.			
CALID.			

MATERIAL:
PESO:
TÍTULO:
PROPUESTA DE DISEÑO ESTRUCTURAL DE CARROCERÍA PARA BUSES DE SERVICIO INTERPROVINCIAL.
N.° DE DIBUJO
A1
ESCALA:1:1
HOJA 1 DE 1