



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

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

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

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

**TEMA: ANÁLISIS ESTRUCTURAL BASADO EN SIMULACIÓN
POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UNA
CARROCERÍA DE BUS INTERPROVINCIAL SOMETIDA A
PRUEBA DE IMPACTO LATERAL PARA DETERMINAR LA
GEOMETRÍA Y MATERIALES APLICABLES QUE GARANTICEN
LA SEGURIDAD DE LOS PASAJEROS**

AUTOR: CARLOS ANTONIO ESMERALDAS MENESES

DIRECTOR: ING. FÉLIX J. MANJARRÉS A. MSc.

LATACUNGA

2016



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “**ANÁLISIS ESTRUCTURAL BASADO EN SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UNA CARROCERÍA DE BUS INTERPROVINCIAL SOMETIDA A PRUEBA DE IMPACTO LATERAL PARA DETERMINAR LA GEOMETRÍA Y MATERIALES APLICABLES QUE GARANTICEN LA SEGURIDAD DE LOS PASAJEROS**” realizado por el señor **CARLOS ANTONIO ESMERALDAS MENESES**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al señor **CARLOS ANTONIO ESMERALDAS MENESES** para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 17 de agosto del 2016

ING. FÉLIX J. MANJARRÉS A. MSc.

DIRECTOR



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

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **CARLOS ANTONIO ESMERALDAS MENESES**, con cédula de identidad N° 050352897-8 declaro que este trabajo de titulación **“ANÁLISIS ESTRUCTURAL BASADO EN SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UNA CARROCERÍA DE BUS INTERPROVINCIAL SOMETIDA A PRUEBA DE IMPACTO LATERAL PARA DETERMINAR LA GEOMETRÍA Y MATERIALES APLICABLES QUE GARANTICEN LA SEGURIDAD DE LOS PASAJEROS”** ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas. Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 23 de agosto del 2016

CARLOS ANTONIO ESMERALDAS MENESES

C.C.: 0503528978



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

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo, **CARLOS ANTONIO ESMERALDAS MENESES**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas armadas ESPE publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo de titulación **“ANÁLISIS ESTRUCTURAL BASADO EN SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UNA CARROCERÍA DE BUS INTERPROVINCIAL SOMETIDA A PRUEBA DE IMPACTO LATERAL PARA DETERMINAR LA GEOMETRÍA Y MATERIALES APLICABLES QUE GARANTICEN LA SEGURIDAD DE LOS PASAJEROS”** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 23 de agosto del 2016

CARLOS ANTONIO ESMERALDAS MENESES

C.C.: 0503528978

DEDICATORIA

Primeramente quiero dedicar este esfuerzo a Dios, quien ha puesto en mi camino a buenas personas para cumplir con sus propósitos y por brindarme una familia maravillosa.

A mis adorables padres, Antonio Alejandro Esmeraldas Pazmiño y Silvia María Meneses Torres, por su apoyo, ya que sin aquello esto no sería posible, por sus consejos que me ayudaron a superar los momentos más difíciles en mi vida de estudiante. Quiero dedicarles este logro por creer en mí y motivarme a ser un profesional, quienes me guiaron por el camino del bien y me enseñaron a enfrentar los retos de la vida, quienes han sido para mí un gran ejemplo de constancia y esmero, a ellos a quienes los amo con todo el corazón y son dignos de mi admiración y orgullo.

A mis queridos hermanos Mónica, Luis, Mariuxi, Silvana, Mariela, Jessica, Leydith, Lyly, Duval, Brandon, Luis E., Micaela y Yuren Esmeraldas con quienes siempre he compartido mis alegrías, triunfos y momentos de prosperidad al alcanzar una meta.

Carlos.

AGRADECIMIENTO

A la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”, Carrera de Ingeniería Automotriz por ser parte de mi formación ética y profesional.

A mis amados padres y hermanos quienes fueron el pilar fundamental durante todo este proceso, quienes me brindaron su apoyo a pesar de las circunstancias de la vida, quienes a base de esfuerzo y desvelo han logrado convertir de mí una persona de bien, a ellos a quienes me faltarían las palabras para agradecerles por lo mucho que han obrado en mi vida.

A los docentes de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, quienes formaron parte de mi formación profesional; a mis amigos, Félix Mayorga, Geovanny Altamirano, Diego Pucuji, Darwin Moreano, Danny Arcos, etc., por formar parte de este proceso de vida universitaria; a mi estimado amigo José A. Hernández P. por su confianza, por sus consejos y por su amistad incondicional, por ser una gran persona y ser parte de este proceso para alcanzar esta meta.

Al Ing. Félix Manjarrés (Director y amigo), por compartir sus intelectos y su experiencia profesional al guiar este proyecto y ser parte de este logro.

Al Sr. Luis Peres Gerente de la Empresa CARROCERIAS PERES por brindarme la oportunidad de realizar el proyecto en sus instalaciones y por facilitar la información necesaria para que este se lleve a cabo.

Carlos.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

| | |
|--|------|
| CARÁTULA | i |
| CERTIFICACIÓN | ii |
| AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD | iii |
| AUTORIZACIÓN | iv |
| DEDICATORIA | iv |
| AGRADECIMIENTO | vi |
| ÍNDICE DE CONTENIDOS | vii |
| ÍNDICE DE TABLAS | xiii |
| ÍNDICE DE FIGURAS | xiv |
| ÍNDICE DE ECUACIONES | xix |
| RESUMEN | xx |
| ABSTRACT | xx |
| INTRODUCCIÓN | xxii |
| | |
| CAPÍTULO I | |
| GENERALIDADES | 1 |
| 1.1. Antecedentes..... | 1 |
| 1.2. Planteamiento del problema..... | 1 |
| 1.3. Descripción resumida del proyecto | 2 |
| 1.4. Justificación e importancia | 3 |
| 1.5. Objetivos del proyecto | 4 |
| 1.5.1. Objetivo general | 4 |
| 1.5.2. Objetivos específicos..... | 4 |
| 1.6. Metas..... | 5 |
| 1.7. Hipótesis..... | 6 |
| 1.8. Variables de la investigación | 6 |

CAPÍTULO II

| | |
|--|----------|
| ESTADO DE LA CIENCIA..... | 7 |
| 2.1. La carrocería | 7 |
| 2.1.1. Tipos de carrocerías..... | 7 |
| 2.1.2. Elementos de una carrocería | 9 |
| 2.1.3. Carrocería de buses | 12 |
| A. Seguridad pasiva en carrocerías de buses | 13 |
| a. Zonas de absorción de impactos..... | 13 |
| b. Fenómeno de la colisión..... | 14 |
| c. Compatibilidad entre vehículos en caso de accidente | 16 |
| d. El habitáculo | 18 |
| 2.2. Normativa Nacional e Internacional..... | 19 |
| 2.2.1. Normativa Nacional | 19 |
| A. Norma técnica ecuatoriana (NTE-INEN 1323:2009) | 20 |
| a. Estructura de las carrocerías de buses | 20 |
| b. Combinaciones de cargas básicas..... | 22 |
| c. Resistencia de la estructura | 24 |
| d. Zona de supervivencia | 24 |
| 2.2.2. Normativas Internacionales | 25 |
| A. Reglamento 95 de la Comisión Económica para Europa..... | 26 |
| a. Procedimiento de prueba de colisión lateral basado en la ECE R95 | 26 |
| b. Características de la barrera deformable móvil..... | 27 |
| c. Características del impactador | 28 |
| B. Euro-NCAP | 28 |
| C. Instituto de Seguros para la Seguridad en Carreteras (IIHS)..... | 30 |
| 2.3. Impacto..... | 32 |

| | |
|--|----|
| 2.3.1. Fuerza pico de impacto y duración del impacto | 33 |
| 2.4. La simulación y la ingeniería asistida por computador (CAE) | 36 |
| 2.4.1. La simulación..... | 36 |
| 2.4.2. El Método de Elementos Finitos (MEF) | 38 |
| A. Tipos de elementos | 39 |
| B. Procedimiento general del MEF | 41 |
| C. Criterios de convergencia..... | 42 |
| D. Elementos tipo cáscaras (shell)..... | 44 |
| E. Reloj de arena u Hourglassing | 45 |
| F. Problemas no lineales | 48 |
| G. Efecto del tamaño de mallado | 49 |
| H. Criterio Jacobiano..... | 50 |

CAPÍTULO III

| | |
|--|-----------|
| INGENIERÍA ESTRUCTURAL DE UNA CARROCERÍA DE BUS | 51 |
| 3.1. Introducción | 51 |
| 3.1.1. Especificaciones y descripción de la carrocería..... | 51 |
| A. Especificaciones de perfiles empleados en la carrocería | 53 |
| B. Material empleado en el armazón de la carrocería | 54 |
| 3.2. Fuerzas y cargas que actúan sobre la carrocería | 56 |
| 3.2.1. Cargas de flexión..... | 56 |
| 3.2.2. Cargas de torsión | 57 |
| 3.2.3. Fuerzas verticales | 58 |
| 3.2.4. Fuerzas longitudinales..... | 60 |
| 3.2.5. Fuerzas transversales | 61 |
| 3.3. Cargas aplicadas a la carrocería de un bus | 62 |

| | |
|---|----|
| 3.3.1. Cargas estáticas | 62 |
| A. Carga muerta (CM) | 62 |
| B. Carga viva (CV) | 63 |
| 3.3.2. Cargas dinámicas | 63 |
| A. Carga de aceleración brusca (CAb) | 64 |
| B. Carga de frenado (CF) | 65 |
| C. Carga de giro (CG) | 66 |
| D. Cargas por resistencia del aire frontal (CRAf) | 67 |
| 3.4. Análisis y selección del software | 67 |
| 3.4.1. Criterios de selección del software | 68 |
| A. SAP2000 V18 (Versión Demo) | 68 |
| B. SpaceClaim (Versión Demo) | 70 |
| C. Ansys LS-DYNA (Versión Demo) | 72 |

CAPÍTULO IV

METODOLOGÍA DE PRE-PROCESAMIENTO DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

Y DINÁMICO DE LA CARROCERÍA

74

| | |
|--|----|
| 4.1. Condiciones generales | 74 |
| 4.2. Pre-proceso del análisis estático | 74 |
| 4.2.1. Asignación de materiales y perfiles estructurales | 74 |
| 4.2.2. Asignación de cargas sobre la estructura | 76 |
| 4.2.3. Asignación de soportes fijos a la estructura | 78 |
| 4.3. Pre-proceso del análisis dinámico | 78 |
| 4.3.1. Modelado de los objetos de estudio | 79 |
| A. Modelado de la carrocería | 79 |
| B. BDM conforme a la Regulación ECE R95 | 80 |

| | |
|--|----|
| 4.3.2. Asignación del material | 80 |
| 4.3.3. Generación de malla | 82 |
| 4.3.4. Condiciones de frontera | 84 |
| A. Asignación de cargas sobre el armazón del bus..... | 84 |
| B. Asignación de apoyos a la estructura..... | 85 |
| C. Velocidad de la BDM | 86 |
| 4.4. Duración del impacto y formulación de Hourglass | 86 |

CAPÍTULO V

| | |
|--|-----------|
| ANÁLISIS DE RESULTADOS..... | 88 |
| 5.1. Pos-proceso del análisis estático..... | 88 |
| 5.1.1. Resultados obtenidos en base a las combinaciones de cargas según la Norma NTE INEN 1323:2009 | 88 |
| 5.1.2. Resistencia de la estructura | 93 |
| 5.2. Pos-Proceso de análisis dinámico..... | 95 |
| 5.2.1. Simulación de la carrocería por el MEF | 95 |
| 5.2.2. Resultados obtenidos de la simulación por MEF | 97 |
| A. Validación del estudio virtual | 98 |
| B. Deformación direccional de la carrocería | 101 |
| C. Esfuerzo Efectivo de Von Mises..... | 104 |
| 5.3. Idealización de la estructura..... | 107 |
| 5.3.1. Determinación de la fuerza de impacto. | 108 |
| 5.3.2. Idealización del diagrama de cuerpo libre de la barra..... | 110 |
| 5.3.3. Cálculo del esfuerzo máximo producido en zona plástica del miembro estructural..... | 111 |
| 5.3.4. Simulación de la viga..... | 114 |

CAPÍTULO VI

| | |
|---|------------|
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 119 |
| 6.1. Conclusiones | 119 |
| 6.2. Recomendaciones | 122 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 124 |
| ANEXOS | 129 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1 Cargas vivas de diseño | 20 |
| Tabla 2 Velocidades, radios mínimos y peraltes en carretera | 21 |
| Tabla 3 Combinaciones Método ASD | 23 |
| Tabla 4 Combinaciones Método LRFD | 23 |
| Tabla 5 Especificaciones Chasis Hino AK | 52 |
| Tabla 6 Especificación de perfiles en la carrocería | 53 |
| Tabla 7 Propiedades mecánicas del Acero ASTM A500 | 56 |
| Tabla 8 Cargas estáticas y dinámicas aplicadas en la carrocería | 76 |
| Tabla 9 Valores de las combinaciones de cargas (LRFD) | 88 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | | |
|-----------|--|----|
| Figura 1 | Carrocería de bus interprovincial | 7 |
| Figura 2 | Carrocería chasis independiente | 8 |
| Figura 3 | Carrocería chasis autoportante..... | 8 |
| Figura 4 | Carrocería de chasis tubular | 9 |
| Figura 5 | Paneles exteriores de la carrocería | 10 |
| Figura 6 | Armazón delantero | 11 |
| Figura 7 | Armazón central y posterior | 11 |
| Figura 8 | Armazón del piso | 12 |
| Figura 9 | Armazón de bus interprovincial..... | 13 |
| Figura 10 | Primera colisión..... | 14 |
| Figura 11 | Segunda colisión..... | 14 |
| Figura 12 | Tercera colisión..... | 15 |
| Figura 13 | Disipación de energía por fenómeno de deformación | 16 |
| Figura 14 | Habitáculo de un bus | 19 |
| Figura 15 | Vista transversal del espacio de supervivencia | 24 |
| Figura 16 | Vista longitudinal del espacio de supervivencia..... | 25 |
| Figura 17 | Impacto lateral según la ECE R95 | 26 |
| Figura 18 | Barrera deformable móvil R95 | 28 |
| Figura 19 | Impactador Regulación ECE R95 | 28 |
| Figura 20 | Impacto lateral EuroNCAP | 29 |
| Figura 21 | BDM alineada con el vehículo de prueba | 31 |
| Figura 22 | BDM utilizado por la IIHS | 32 |
| Figura 23 | Elemento de la Barrera Deformable IIHS | 32 |
| Figura 24 | Impacto de dos vehículos | 33 |
| Figura 25 | Contacto lineal de un resorte | 33 |
| Figura 26 | Deformación de contacto actual y equivalente de un resorte | 35 |
| Figura 27 | Características del nivel de una pieza lineal simple | 36 |
| Figura 28 | Simulación de dummy en impacto frontal | 37 |
| Figura 29 | Prueba de impacto lateral por MEF realizado por IIHS | 38 |
| Figura 30 | Elementos finitos comunes | 40 |
| Figura 31 | Elementos triangulares y cuadriláteros en el mallado | 40 |

| | | |
|-----------|---|----|
| Figura 32 | Compatibilidad en elasticidad unidimensional | 43 |
| Figura 33 | Compatibilidad en vigas | 43 |
| Figura 34 | Cáscara modelizada mediante elementos planos | 44 |
| Figura 35 | Geometría de un elemento shell de 8 nodos con seis grados de libertad | 45 |
| Figura 36 | Modos de Hourglass | 46 |
| Figura 37 | Malla sin deformar y malla deformada con efectos hourglass | 46 |
| Figura 38 | Diagrama esfuerzo-deformación del acero | 49 |
| Figura 39 | Mallado de la estructura del bus | 50 |
| Figura 40 | Esquema del chasis HINO AK | 52 |
| Figura 41 | Configuración de perfiles estructurales..... | 53 |
| Figura 42 | Perfiles estructurales asignados a la carrocería en SAP2000 (Versión Demo) | 54 |
| Figura 43 | Comportamiento de cargas flexionantes sobre el chasis | 57 |
| Figura 44 | Comportamiento de cargas torsionales sobre el chasis | 58 |
| Figura 45 | Fuerzas verticales actuando en la parte posterior de la carrocería | 59 |
| Figura 46 | Fuerzas verticales que actúan en la parte frontal de la carrocería | 59 |
| Figura 47 | Fuerzas longitudinales que actúan sobre la carrocería | 61 |
| Figura 48 | Comportamiento de cargas transversales en curvas..... | 61 |
| Figura 49 | Carga muerta de un bus interprovincial | 62 |
| Figura 50 | Carga viva aplicada a un bus..... | 63 |
| Figura 51 | Cargas de aceleración brusca que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería | 64 |
| Figura 52 | Cargas de frenado que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería | 65 |
| Figura 53 | Fuerza de inercia aplicada en el centro de gravedad en el instante de frenado | 66 |
| Figura 54 | Cargas de giro que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería | 66 |
| Figura 55 | Cargas por resistencia al aire frontal que actúan sobre las | |

| | | |
|-----------|---|----|
| | uniones del piso y techo de la carrocería | 67 |
| Figura 56 | Presentación Software SAP2000 V18 (Versión DEMO) | 68 |
| Figura 57 | Interfaz SAP2000 V18 (Versión Demo) | 69 |
| Figura 58 | Software SpaceClaim (Versión Demo) | 70 |
| Figura 59 | Esquematización del proceso de optimización del diseño..... | 71 |
| Figura 60 | Software Ansys (Versión Demo) | 72 |
| Figura 61 | Interfaz ANSYS Workbench (Versión Demo)..... | 73 |
| Figura 62 | Asignación del material a la estructura en SAP 2000 V18 | 75 |
| Figura 63 | Asignación de perfiles estructurales a la carrocería en SAP2000 | 75 |
| Figura 64 | Asignación cargas estáticas sobre la plataforma; a) Carga muerta, b) Carga viva..... | 77 |
| Figura 65 | Asignación de cargas dinámicas, a) Carga de aceleración brusca, b) Carga de frenado, c) Carga de giro y d) Carga de resistencia al aire frontal | 77 |
| Figura 66 | Asignación de puntos de apoyo sobre la carrocería | 78 |
| Figura 67 | Modelado de la carrocería | 79 |
| Figura 68 | Modelado de la Barrera Deformable Móvil..... | 80 |
| Figura 69 | Propiedades del acero ASTM A500 en Engineering Data de ANSYS (Versión Demo)..... | 81 |
| Figura 70 | Propiedades del aluminio en Engineering Data de ANSYS (Versión Demo) | 82 |
| Figura 71 | Mallado de la carrocería..... | 83 |
| Figura 72 | Gráfico estadístico del mallado de la carrocería de acuerdo al criterio de la relación Jacobiana | 83 |
| Figura 73 | Masa distribuida aplicada en la plataforma..... | 85 |
| Figura 74 | Configuración de los apoyos en la carrocería..... | 85 |
| Figura 75 | Velocidad aplicada a la BDM | 86 |
| Figura 76 | Configuración de duración del impacto y hourglass | 87 |
| Figura 77 | Deformación de la carrocería según las combinaciones de cargas del método LRFD de la NTE INEN 1323:2009..... | 90 |
| Figura 78 | Deformación resultante máxima en base a la combinación 3 | |

| | | |
|-----------|--|-----|
| | del método LRFD | 91 |
| Figura 79 | Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores sobre los elementos estructurales de la carrocería | 92 |
| Figura 80 | Diagrama de fuerzas cortantes, momentos flectores y deflexiones del elemento estructural que presenta mayor deformación | 93 |
| Figura 81 | Masa distribuida sobre el techo de la carrocería | 94 |
| Figura 82 | Deformación máxima del techo de la carrocería [mm] | 94 |
| Figura 83 | Simulación del impacto lateral en intervalos de 20 ms | 97 |
| Figura 84 | Procesamiento de datos en ANSYS Mechanical APDL..... | 98 |
| Figura 85 | Diagrama de la Energía Interna por deformación de la estructura | 99 |
| Figura 86 | Diagrama de la Energía Hourglass producida en el impacto..... | 99 |
| Figura 87 | Balance de Energías producidas durante el impacto | 100 |
| Figura 88 | Deformación direccional de la estructura en el eje X..... | 101 |
| Figura 89 | Elementos seleccionados para la adquisición de resultados por deformación | 102 |
| Figura 90 | Diagrama del esfuerzo efectivo de Von Mises en los elementos seleccionados..... | 102 |
| Figura 91 | Diagrama del desplazamiento resultante en los elementos seleccionados | 103 |
| Figura 92 | Diagramas esfuerzo vs deformación de elementos críticos seleccionados basados en la deformación direccional de la estructura | 103 |
| Figura 93 | Distribución del esfuerzo de Von Mises en la estructura | 104 |
| Figura 94 | Elementos seleccionados para la adquisición de resultados por esfuerzo de Von Mises | 105 |
| Figura 95 | Diagrama del esfuerzo efectivo de Von Mises de los elementos seleccionados..... | 106 |
| Figura 96 | Diagrama del desplazamiento resultante en los elementos seleccionados..... | 106 |
| Figura 97 | Curvas Esfuerzo vs Deformación de los elementos | |

| | |
|--|-----|
| selectos basados en el criterio de Von Mises | 107 |
| Figura 99 Diagrama de cuerpo libre del perfil a idealizar..... | 110 |
| Figura 100 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores de la barra idealizada..... | 111 |
| Figura 101 Propiedades de la sección transversal del elemento estructural a idealizar | 113 |
| Figura 102 Detalle del criterio jacobiano en la viga | 114 |
| Figura 103 Aplicación de la fuerza de impacto sobre la barra idealizada..... | 114 |
| Figura 104 Esfuerzo de Von Mises de la barra idealizada..... | 115 |
| Figura 107 Elementos seleccionados por concentración de esfuerzos de Von Mises de la barra idealizada | 117 |
| Figura 108 Diagrama del esfuerzo de Von Mises de elemento estructural idealizado | 117 |

ÍNDICE DE ECUACIONES

| | | |
|---------------------|--|-----|
| Ecuación 1. | Energía cinética..... | 15 |
| Ecuación 2. | Energía absorbida..... | 15 |
| Ecuación 3. | Deflexión máxima..... | 34 |
| Ecuación 4. | Fuerza máxima de impacto..... | 34 |
| Ecuación 5. | Duración de la fase de carga..... | 34 |
| Ecuación 6. | Duración de la fase de carga cuando el contacto es lineal..... | 35 |
| Ecuación 7. | Duración de la fase de carga en función del impulso..... | 35 |
| Ecuación 8. | Energía cinética perdida durante el impacto..... | 36 |
| Ecuación 9. | Masa equivalente..... | 109 |
| Ecuación 10. | Velocidad común en el pico de contacto..... | 109 |
| Ecuación 11. | Impulso aplicado al vehículo de prueba..... | 110 |
| Ecuación 12. | Fuerza pico de impacto..... | 110 |
| Ecuación 13. | Aceleración de los vehículos implicados en el impacto..... | 110 |
| Ecuación 14. | Carga distribuida..... | 111 |
| Ecuación 15. | Esfuerzo máximo debido a la flexión..... | 112 |
| Ecuación 16. | Momento en zona plástica del material..... | 114 |

RESUMEN

Los ingenieros, generalmente utilizan programas computacionales que les permite realizar estudios y análisis basados en métodos explícitos e implícitos, lo cual admite tratar fenómenos físicos que antes eran imposibles analizar con procesos simples de cálculo. El presente proyecto presenta información sobre el análisis estático (NTE INEN 1323:2009) y dinámico estructural (Regulación ECE R95) de un bus interprovincial; el estudio dinámico se basa en simulación por el Método de Elementos Finitos (MEF), de la carrocería sometida a carga de impacto lateral. A través del análisis estático y dinámico se determina la geometría y materiales aplicables que garanticen la seguridad de los pasajeros. Este estudio se integra con el aporte de programas computacionales como SAP2000 (Versión DEMO) para el análisis estático, SpaceClaim y LS-DYNA de ANSYS (Versión DEMO) para el análisis dinámico, el cual se lo ejecuta en tres fases; pre-proceso (modelado de la carrocería), solución (soluciones matemáticas a través del solver) y pos-proceso (obtención e interpretación de resultados). A través de los resultados obtenidos del análisis de combinaciones de cargas basados en la norma NTE INEN 1323:2009, se determina la resistencia estructural estática de la carrocería, mientras que en el análisis por elementos finitos, energía interna y formulaciones hourglassing, se establece el análisis dinámico, a partir de lo cual se generan conclusiones ingenieriles que permiten validar la carrocería del bus, objeto de estudio.

PALABRAS CLAVE:

- **CARROCERÍAS – NORMAS TÉCNICAS**
- **TRANSPORTE DE PASAJEROS – CARROCERÍAS**
- **INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**
- **CARROCERÍAS – ANÁLISIS ESTRUCTURAL**

ABSTRACT

Engineers generally use computer programs that enables them to carry out studies based on explicit and implicit analysis methods, which supports treating physical phenomena that were previously impossible to analyze with simple calculation processes. This project presents information on static analysis (NTE INEN 1323: 2009) and dynamic structural (Regulation ECE R95) of an interprovincial bus; Dynamic simulation study is based on the Finite Element Method (FEM), body under load side impact. Through the static and dynamic analysis applicable geometry and materials to ensure the safety of passengers is determined. This study integrates a lot of computer programs as SAP2000 (DEMO version) for static analysis, SpaceClaim and ANSYS LS-DYNA (DEMO version) for dynamic analysis, which is run in three phases; pre-process (body modeling), solution (mathematical solutions through solver) and post-process (collection and interpretation of results). Through the results of the analysis of combinations based NTE INEN 1323:2009 standard loads, the static structural strength of the body is determined, while in the finite element analysis, internal energy and formulations hourglassing, set the dynamic analysis, from which conclusions engineering for validating the body of the bus, under study are generated.

KEYWORDS:

- **BODYWORKS - TECHNICAL STANDARDS**
- **PASSENGER TRANSPORTATION – BODYWORKS**
- **AUTOMOTIVE ENGINEERING**
- **BODYWORKS - STRUCTURAL ANALYSIS**

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I:

Presenta las generalidades del proyecto (Análisis estructural de una carrocería de bus interprovincial sometida a cargas de impacto lateral), así como los antecedentes, el planteamiento del problema, justificación y objetivos a cumplir en el proyecto.

CAPÍTULO II:

Se introduce en el estado de la ciencia; se describe sobre carrocerías de buses, la fuerza y duración del impacto, el método de elementos finitos, formulaciones para el control de hourglass y sobre las normas nacionales y extranjeras vigentes a considerarse para la configuración del análisis estático y dinámico.

CAPÍTULO III:

Se fundamenta en la Ingeniería Estructural; en este apartado se describen las especificaciones del chasis y de la estructura de la carrocería; además se detalla los tipos de cargas a aplicarse en una carrocería según la norma NTE INEN 1323:2009 para el análisis cuasi-estático.

CAPÍTULO IV:

En esta sección se realiza el pre-procesamiento (modelado de la carrocería en 3D, aplicación de condiciones de frontera, etc.) del análisis estático y dinámico de la carrocería.

CAPÍTULO V:

Se fundamenta en el pos-procesamiento; en esta fase se realiza la representación e interpretación de los resultados obtenidos en la simulación del estudio estático y dinámico (solución convergente); se realiza la validación del estudio estructural y se analiza los puntos críticos basados en concentraciones de esfuerzos y deformaciones producidas en el ensayo de impacto lateral.

CAPÍTULO VI:

En esta sección se especifican las conclusiones y las recomendaciones acorde a los resultados obtenidos en el análisis estático y dinámico estructural de la carrocería.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

La ingeniería se basa en la observación de fenómenos o problemas que se presentan de forma periódica para brindar una solución efectiva; en el caso particular de la ingeniería automotriz, se proyecta a aplicar conocimientos de diseño para generarse eventos, como el comportamiento de una estructura ante un accidente de tránsito.

Existen normas internacionales aceptadas que exigen requerimientos mínimos de diseño de carrocerías y métodos de ensayo para reproducir eventos específicos, de las cuales el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN) hace uso.

La Universidad cuenta con estudios previos en el análisis de carrocerías, más no se aborda el fenómeno de impacto lateral que es fundamental para prever el comportamiento de la estructura en un evento real, lo cual varía la geometría del diseño estructural y materiales a usar para precautelar la zona de supervivencia.

Se pretende analizar el comportamiento de la estructura carrocera al suscitarse el fenómeno planteado, reproduciéndolo en un ensayo por medio de simulación virtual para su solución por elementos finitos.

1.2. Planteamiento del problema

CARROCERÍAS PERES es una empresa dedicada a la construcción y mantenimiento de carrocerías de bus tipo Urbano e Interprovincial ubicada en la provincia de Cotopaxi Cantón Latacunga, con 20 años ofertando sus

servicios de manera artesanal; los requerimientos actuales para la homologación y acreditación de empresas carroceras exigen una mejora en el proceso de diseño y producción de carrocerías, motivo por el cual la empresa requiere de un estudio de sus productos para efectos de calificación.

La Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-Latacunga no tiene proyectos de investigación basados en análisis de simulación virtual para pruebas de impacto lateral por medio del método de elementos finitos al momento de diseñar una carrocería, lo cual sería un estudio fundamental para predecir el comportamiento de la estructura ante un evento real, precautelando la integridad de los ocupantes por medio de la conservación de la zona de supervivencia ante la deformación de la carrocería.

Al excluir este análisis del estudio se corre el riesgo de proponer una geometría del diseño estructural y materiales que no responden de manera efectiva ante un evento real, motivo por el cual el objetivo prioritario de este proyecto es fortalecer el nivel de investigación de la Universidad, ya que los factores de este problema se desconocen, además este estudio servirá para generar datos útiles y así emitir conclusiones ingenieriles sobre la configuración y materiales del bus interprovincial basados en requerimientos mínimos de construcción según la norma nacional (NTE INEN 1323:2009).

1.3. Descripción resumida del proyecto

El presente proyecto está enfocado al estudio del comportamiento de la carrocería modelada en 3D a partir de datos y dimensiones facilitados por la empresa CARROCERÍAS PERES; se efectúa un análisis estático y dinámico (simulación por elementos finitos) en un software de Ingeniería Asistida por Computador (CAE). En el caso del estudio dinámico, el modelo se somete a un ensayo virtual de impacto lateral, cumpliendo con requisitos establecidos por normas internacionalmente reconocidas.

Este proyecto está vinculado con investigaciones desarrolladas paralelamente a la misma estructura en ensayos virtuales de impacto frontal, impacto posterior y de volteo, a fin de converger en resultados fiables que generen datos útiles para presentar conclusiones ingenieriles sobre la disposición y materiales de un bus interprovincial.

1.4. Justificación e importancia

Una vez realizado el análisis estático y dinámico de la carrocería, se obtienen resultados fiables que sirven como elementos de juicio para el diseño y construcción de la estructura, y acorde a ello determinar la necesidad de modificación de geometrías de diseño o materiales de construcción. Lo cual permitirá que el modelo propuesto cumpla con los requisitos de la Norma para la acreditación y calificación de la empresa.

Para la universidad contribuirá en su vinculación con áreas investigativas, esperando obtener resultados satisfactorios que permitan generar fuentes de empleo basadas en la investigación que pueden ser realizadas con mayor profundidad, además se considera que estos procesos de investigación contribuyen positivamente ante el organismo de acreditación ecuatoriano.

El análisis del comportamiento de una carrocería mediante simulación, tomando en consideración los parámetros de pruebas establecidos por normas Internacionales, sirve como ente de estudio de carrocerías fabricados en serie de la empresa privada, optimizando recursos y brindando seguridad a los ocupantes del vehículo.

Según el objetivo 9 del Plan Nacional del Buen Vivir, el fortalecimiento de los esquemas de formación ocupacional y capacitación necesita articularse a las necesidades del sistema de trabajo y a la productividad laboral, motivo por el cual es necesario la práctica de nuevos métodos de evaluación de estructuras automotrices, a lo cual se plantea evaluar la

carrocería ante pruebas de impacto lateral mediante simulación virtual ajustándolos a los procesos productivos actuales. (Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo, 2013)

Este proyecto sirve a empresas dedicadas a la construcción de estructuras carroceras utilizadas en el área automotriz, con la finalidad de ayudar a mejorar el nivel de la matriz productiva del país.

1.5. Objetivos del proyecto

1.5.1. Objetivo general

Analizar estructuralmente una carrocería de bus interprovincial sometida a prueba de impacto lateral basado en simulación por elementos finitos para determinar la geometría y materiales aplicables que garanticen la seguridad de los pasajeros.

1.5.2. Objetivos específicos

- Obtener información teórica para el desarrollo del proyecto.
- Analizar Normas Técnicas de Estándares Nacionales para el análisis estático e Internacionales para el análisis dinámico de la carrocería.
- Efectuar un modelado en 3D de la geometría de la carrocería en un sistema CAE (ANSYS versión DEMO), con ayuda de los planos facilitados por la empresa CARROCERÍAS PERES.
- Realizar el análisis estático de la carrocería acorde a los requisitos establecidos en la Norma NTE INEN 1323:2009, mediante la ejecución de combinaciones de cargas especificadas en la misma.

- Configurar y ejecutar una simulación virtual de impacto lateral por elementos finitos en un Sistema CAE.
- Obtener datos de la prueba de impacto lateral de la simulación virtual que permita evaluar y analizar las consideraciones de geometría y materiales de construcción de una carrocería.
- Elaborar un informe de los resultados obtenidos de las pruebas realizadas en la simulación.

1.6. Metas

- Obtención de información teórica para el desarrollo del proyecto.
- Análisis de Normas Técnicas de Estándares Nacionales e Internacionales para la simulación virtual de pruebas de impacto lateral.
- Ejecución de un modelo en 3D de la geometría de la carrocería de un bus Interprovincial en un sistema CAE.
- Configuración y ejecución del análisis estático estructural.
- Configuración y ejecución de una simulación virtual por elementos finitos con parámetros necesarios para la prueba de impacto lateral.
- Obtención de datos de la prueba de impacto lateral de la simulación virtual que permita evaluar y analizar las consideraciones de la geometría y materiales de construcción de la carrocería.
- Elaboración de un análisis de resultados de las pruebas realizadas en la simulación que permita generar datos útiles para emitir conclusiones ingenieriles sobre la configuración y materiales del bus interprovincial.

1.7. Hipótesis

La geometría de la carrocería y los materiales que forman parte de la misma son afectadas al producirse una colisión; el método de elementos finitos permite identificar en qué porcentaje se deforma esta estructura cuando se la somete a un ensayo virtual de impacto lateral, siendo este tipo de fenómeno uno de los que más afecta la integridad de los ocupantes en un vehículo, debido a la deformación del habitáculo.

La estructura del vehículo tendrá la resistencia suficiente para asegurar que el espacio de supervivencia durante y después del ensayo virtual de impacto lateral resulte salvo, esto quiere decir:

- Ninguna parte del vehículo que está fuera del espacio de supervivencia al inicio del ensayo deberá invadir esta zona.
- Ninguna parte del espacio de supervivencia deberá proyectar fuera del contorno de la estructura deformada.

1.8. Variables de la investigación

- Variable independiente: Análisis estructural de la carrocería.
- Variable dependiente: Validación de la estructura.

CAPÍTULO II

ESTADO DE LA CIENCIA

2.1. La carrocería

La carrocería del automóvil es la parte estructural en la que se encuentran los pasajeros o la carga, la cual debe soportar las fuerzas estáticas y dinámicas al estar en movimiento, poseer la resistencia y rigidez necesaria para que al momento de suscitarse un impacto o choque brinde la máxima seguridad a los ocupantes del vehículo. En la Figura 1 se muestra la carrocería de un bus interprovincial.

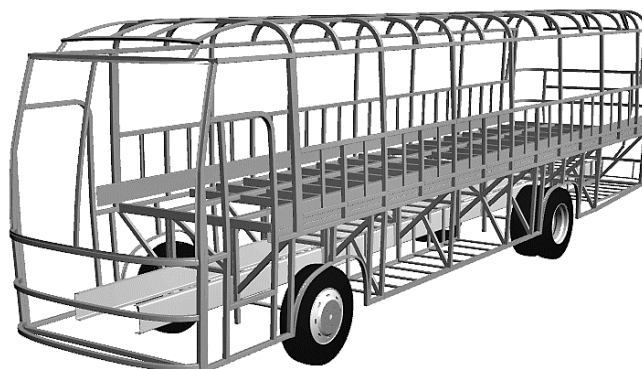


Figura 1 Carrocería de bus interprovincial

2.1.1. Tipos de carrocerías

A. Carrocería de chasis independiente

El diseño de este tipo de carrocería, Figura 2, es el que se utilizaba en los primeros vehículos de la historia, su estructura es la más sencilla. Fue el

primer tipo de carrocería formada por dos cuerpos (carrocería y chasis), en la cual el chasis es el encargado de soportar todos los sistemas mecánicos del automotor.



Figura 2 Carrocería chasis independiente

Fuente: (Hermenegildo Rodríguez, 2016)

B. Carrocerías de chasis autoportante

Este tipo de carrocería, es la más utilizada en los vehículos actuales, debido a su ligereza y flexibilidad. Este tipo de estructura permite a los fabricantes de vehículos construir automotores con un centro de gravedad más bajo. La carrocería se encuentra unida al chasis formando un solo cuerpo estructural, a partir de la cual se insertan los sistemas mecánicos. En la Figura 3 se puede observar el tipo de carrocería autoportante.

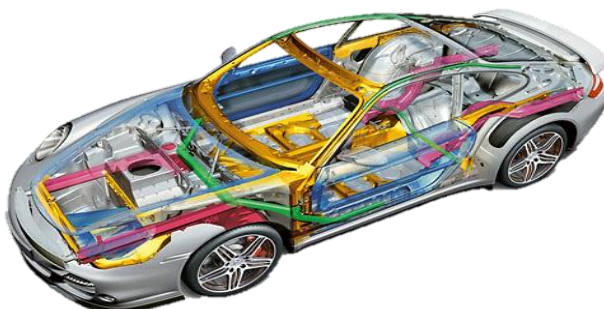


Figura 3 Carrocería chasis autoportante

Fuente: (Disprocar, 2016)

La mayoría de piezas que forman parte de la carrocería monocasco son de aceros que se unen por medio de soldadura, haciendo al vehículo más compacto, permitiendo soportar la torsión debido a las uniones fijas.

C. Carrocería de chasis tubular

Consiste en una estructura diseñada por medio de tubos metálicos soldados longitudinal y transversalmente, formando un habitáculo de gran resistencia, rigidez y de bajo peso; aún así al presentar estas ventajas no es muy utilizado en la actualidad debido al tiempo de construcción y al precio elevado de los materiales ligeros utilizados para el recubierto por medio de laminas metálicas como el aluminio. Este diseño de carrocería es utilizado en vehículos clásicos deportivos, tal como se indica en la Figura 4.



Figura 4 Carrocería de chasis tubular

Fuente: (Excelenciasdelmotor, 2012)

2.1.2. Elementos de una carrocería

La carrocería está formada por dos conjuntos importantes: la subestructura (basamento) y la superestructura (Habitáculo).

La carrocería cuenta de cuatro conjuntos estructurales:

A. Paneles exteriores

En este conjunto estructural se encuentran los elementos que le brindan un aspecto estético al vehículo, tales como puertas, aletas, frente delantero, techo, panel posterior, etc. En la Figura 5 se exhibe los paneles exteriores de un bus interprovincial.

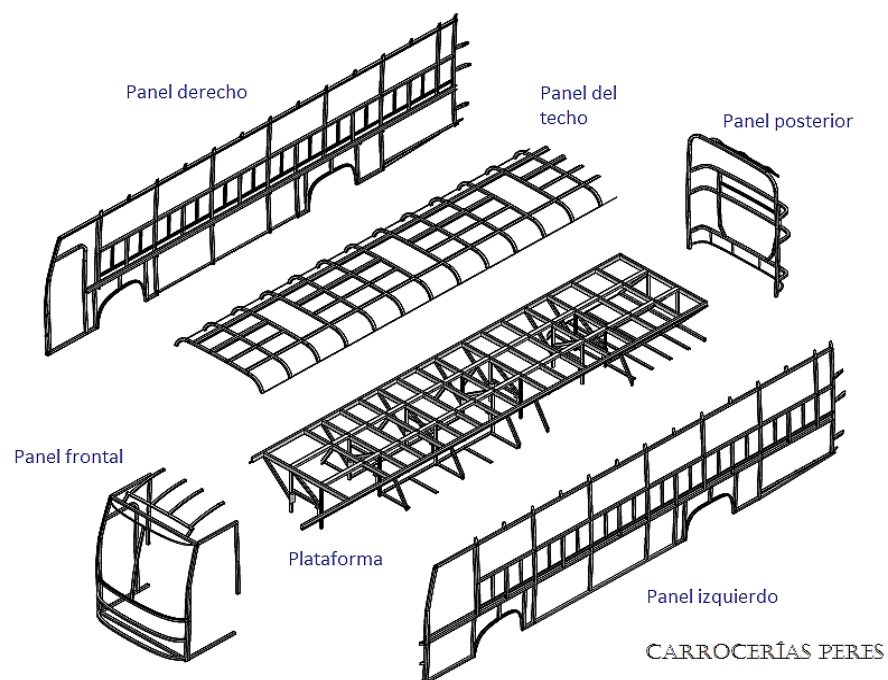


Figura 5 Paneles exteriores de la carrocería

B. Armazón delantero

Los elementos o piezas que conforman este conjunto estructural se encuentran muy reforzados, ya que aquí se sujetan una gran cantidad de órganos eléctricos y mecánicos: motor, caja de cambios, batería, etc. En la Figura 6 se muestra el armazón delantero de un bus.

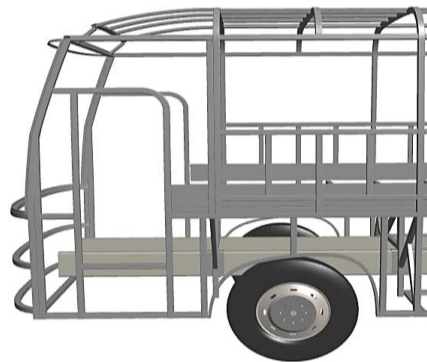


Figura 6 Armazón delantero

C. Armazón central y posterior

Algunas de las piezas que constituyen este conjunto son: largueros, traviesas, refuerzos y pilares. En la Figura 7 se puede observar los elementos que conforman esta sección.

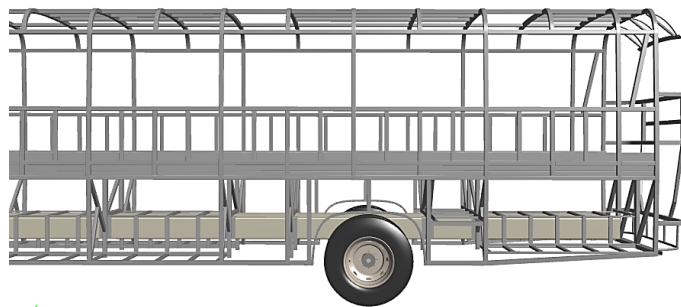


Figura 7 Armazón central y posterior

D. Armazón del piso

Este conjunto corresponde a elementos que forman el suelo del vehículo, el armazón del piso une el armazón posterior con el armazón delantero y lo forman un conjunto de planchas soldadas a los largueros y travesaños, como se observa en la Figura 8.

Se encuentra dividido en dos partes:

- Piso del habitáculo
- Piso del maletero

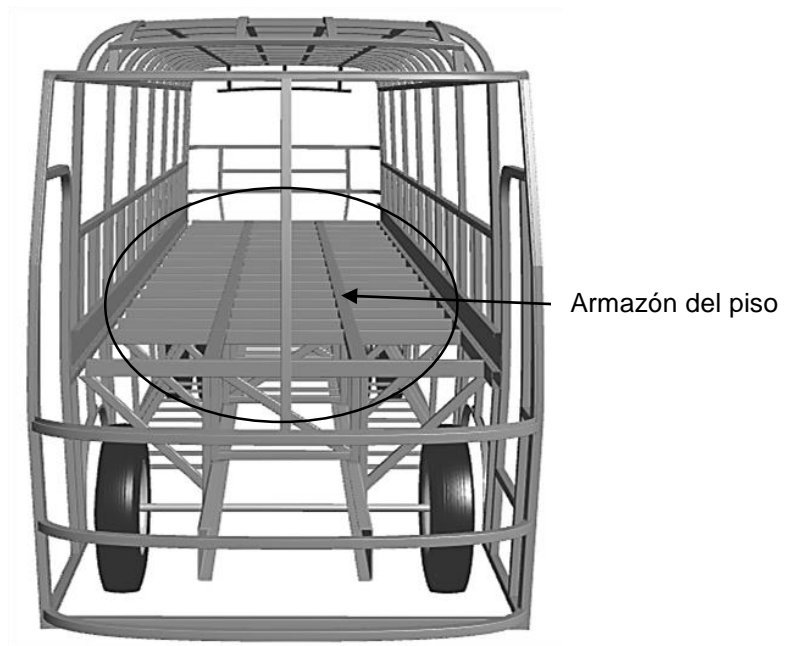


Figura 8 Armazón del piso

2.1.3. Carrocería de buses

La carrocería es el esqueleto o armazón del bus, el cual esta formado por vigas o perfiles y planchas metálicas unidas entre sí generando resistencia a la estructura, en cuyo interior se encuentra el habitáculo destinado a los ocupantes del vehículo. En la Figura 9 se muestra la carrocería de un bus, correspondiente a los fabricados por la empresa Carrocerías Peres.



Figura 9 Armazón de bus interprovincial

A. Seguridad pasiva en carrocerías de buses

La carrocería es un módulo estructural importante en la conformación del vehículo, es de seguridad pasiva, ya que en caso de colisión absorbe la mayor cantidad de energía posible, es decir; la energía del impacto se transforma en energía de deformación amortiguando en gran medida el efecto del choque para proteger a los pasajeros.

a. Zonas de absorción de impactos

La carrocería debe ser resistente y rígida de tal forma que el habitáculo no se vea afectado ante deformaciones provocadas por un impacto o colisión.

- Zona Central: Esta zona es la correspondiente al habitáculo de los pasajeros, debe ser indeformable y la más rígida respecto de las otras zonas del bus.
- Zona Frontal y Posterior: Estas zonas deben poseer elementos estructurales de fácil deformación, la finalidad es no invadir la zona del

habitáculo o zona de supervivencia y así proteger a los ocupantes, transformando la energía cinética del impacto en energía de deformación.

b. Fenómeno de la colisión

En un accidente automovilístico se producen tres tipos de colisiones:

- La primera colisión, es la que tiene lugar entre el vehículo que provoca el impacto y otra estructura que se encuentra en estado fijo o móvil. Un ejemplo de la primera colisión se puede observar en la Figura 10.



Figura 10 Primera colisión

Fuente: (Goldeano, 2014)

- La segunda colisión se produce cuando los pasajeros se impactan contra las estructuras del interior del vehículo, tal como se indica en la Figura 11, lo cual provoca en los ocupantes del automóvil lesiones por compresión.

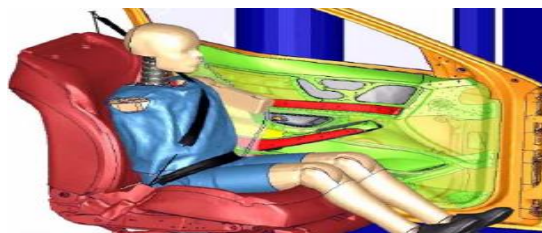


Figura 11 Segunda colisión

Fuente: (Bacher, 2014)

- Tercera colisión: en esta fase los órganos internos de los pasajeros chocan con su estructura de sostén provocando graves lesiones e incluso desprendimiento de órganos. En la Figura 12 se muestra el tercer tipo de colisión.

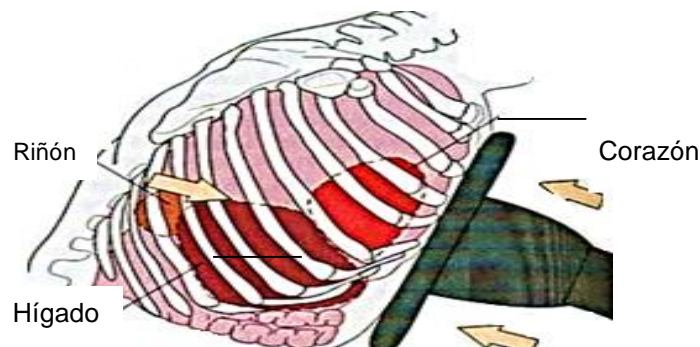


Figura 12 Tercera colisión
Fuente: (Yáñez Castillo, 2012)

Antes de producirse la primera colisión, el bus posee una energía cinética al estar en movimiento, su valor depende de la masa del vehículo (m) y de su velocidad (v), dada por la ecuación:

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad \text{Ecuación 1.}$$

Una vez que empieza el contacto entre el vehículo y cualquier otra estructura comienza a producirse un trabajo, el cual es una energía que se transmite del cuerpo que impacta al vehículo o viceversa, a través de fuerzas que provocan desplazamientos, en esta situación para que el vehículo se detenga por completo es necesario disipar esta energía por medio de la energía de deformación, ver ejemplo en la Figura 13. Esta energía absorbida se determina con la siguiente fórmula:

$$E_n = \int_{t_0}^{t_1} F_n \cdot ds \quad \text{Ecuación 2.}$$

Donde:

F_n : Fuerza que se ejerce sobre el vehículo [N]

ds : Distancia que se ha deformado el cuerpo [m]

t_0 : Primer tiempo de contacto [s]

t_1 : Tiempo donde el impactador llega a detenerse [s]

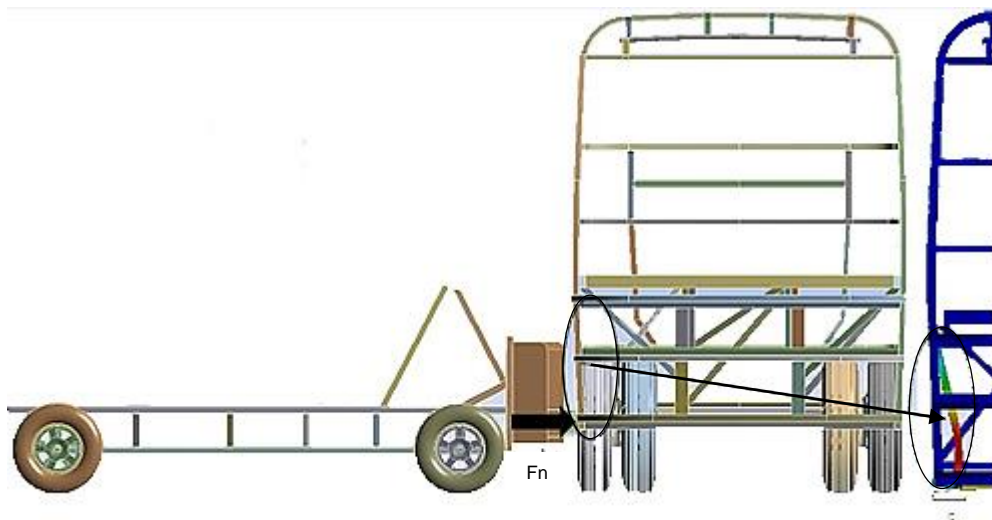


Figura 13 Disipación de energía por fenómeno de deformación

Cuanto mayor sea la energía disipada en la primera colisión, menor será la energía del impacto transmitida a los ocupantes del vehículo en la segunda y tercera colisión.

c. Compatibilidad entre vehículos en caso de accidente

La compatibilidad de vehículos se encuentra directamente relacionada con la protección que se puede brindar a los pasajeros en caso de un accidente, en la cual se ven influenciadas las características del vehículo que se impacta y las del vehículo impactado. (Autocasion, 2006)

En la compatibilidad de vehículos intervienen dos conceptos fundamentales; la autoprotección y la agresividad.

La autoprotección es la capacidad de ofrecer la máxima seguridad a los ocupantes de un vehículo ante una colisión, mientras que la agresividad es el efecto de causar lesiones o la muerte a los ocupantes del vehículo impactado. (Autocasion, 2006)

La incompatibilidad en una colisión se produce cuando la deformación y la distribución de fuerzas son diferentes entre los vehículos que se colisionan. La masa, la geometría y la rigidez son los principales factores que influyen en la compatibilidad de vehículos. (Autocasion, 2006)

- **Influencia de la masa sobre la compatibilidad**

La relación de masas entre los vehículos que colisionan influyen en la capacidad de producir lesiones a los ocupantes, por ejemplo, en un vehículo pesado el riesgo de sufrir lesiones es menor que en un vehículo ligero; es decir, la agresividad de un vehículo aumenta cuando este incrementa su peso. (Autocasion, 2006)

- **Influencia de la rigidez estructural sobre la compatibilidad**

La rigidez estructural de cada vehículo determina la proporción de energía de la colisión absorbida por cada uno y su deformación asociada. Es imprescindible que un vehículo tenga una distribución de rigidez homogénea, si no fuera así, la deformación y la distribución de fuerzas sobre el vehículo sería desigual. (Autocasion, 2006)

- **Influencia de la geometría sobre la compatibilidad**

Para brindar seguridad a los ocupantes de un vehículo es indispensable que las fuerzas del impacto se transfieran al vehículo impactado a través de los estribos laterales y de los pilares de la puerta con la finalidad de proporcionar una vía directa de carga por debajo del ocupante. (Autocasion, 2006)

La posición relativa de los vehículos en la colisión también influye en el fenómeno de la agresividad. A continuación se analiza la compatibilidad entre dos vehículos en una colisión lateral.

- **Compatibilidad entre vehículos en una colisión lateral**

En este tipo de colisiones, la geometría de los vehículos es el factor más importante. El estribo bajo puerta, que es el elemento rígido contra el que debe impactar el vehículo que colisiona, debe encontrarse a la altura del parachoques, con lo que se logra un mejor efecto de compatibilidad. (Autocasion, 2006)

En el caso de vehículos pequeños, los ocupantes del vehículo impactado en una colisión lateral tienen un riesgo de muerte superior debido a que:

- El impacto se produce en una parte débil, el lateral del vehículo, donde las únicas partes rígidas son el estribo bajo puerta y los montantes.
- El espacio de deformación para absorber energía es muy pequeño.

d. El habitáculo

Las zonas de absorción de impactos cumplen un papel elemental en la

seguridad pasiva de los pasajeros, son las encargadas de desviar los esfuerzos hacia zonas que no comprometan la rigidez del habitáculo.

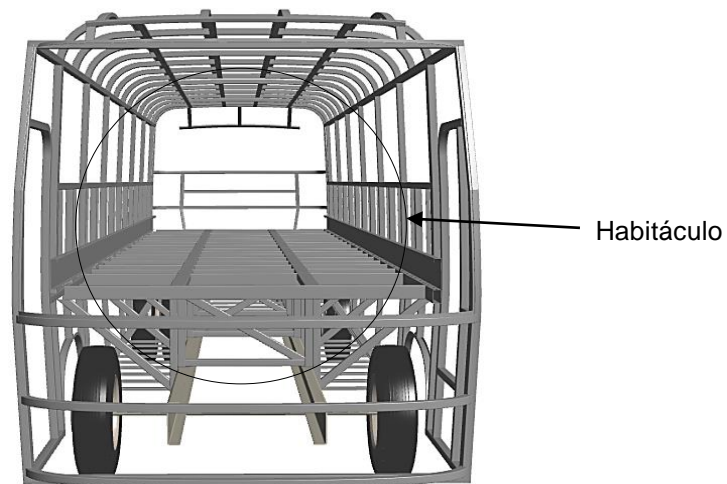


Figura 14 Habitáculo de un bus

Los elementos más comunes para evitar el colapso del habitáculo son:

- Refuerzos en las puertas.
- El uso de aceros de alta resistencia en los distintos elementos de la carrocería.
- Lunas delanteras y posteriores laminadas.

2.2. Normativa Nacional e Internacional

2.2.1. Normativa Nacional

A nivel nacional existen normas que establecen requisitos que deben cumplir las carrocerías de buses para su respectiva certificación, algunas de estas normativas son:

- RTE INEN 041:2010. Vehículos de transporte escolar.
- RTE INEN 043:2010. Bus interprovincial e Intraprovincial.
- NTE INEN 2205:2010. Vehículos automotores. Bus urbano.
- NTE INEN 1323:2009. Vehículos automotores. Carrocerías de buses.

A. Norma técnica ecuatoriana (NTE-INEN 1323:2009)

Esta norma establece los requisitos generales para el diseño, fabricación y montaje de carrocerías de buses para todas sus modalidades.

a. Estructura de las carrocerías de buses

- **Cargas de Diseño**

Para el análisis cuasi-estático de la estructura de la carrocería se aplican las cargas especificadas en el presente numeral.

- Cargas vivas. Se determinan de acuerdo con la Tabla 1.

Tabla 1
Cargas vivas de diseño

| Tipo de servicio | Masa de un ocupante (kg) | Masa mínima de equipaje de mano por pasajero (kg) | Masa mínima de equipaje a transportarse en bodegas portaequipajes (kg) | Espacio necesario por pasajero de pie (m ²) |
|---|--------------------------|---|--|---|
| Urbano | 70 | - | - | 0,16 |
| Urbano (escolar e institucional) | 70 | - | - | Sin pasajeros de pie |

CONTINÚA



| | | | | |
|--|-----------|----------|------------------|----------------------|
| Interurbano (Intraprovincial) | 70 | 5 | 100 x Vol | 0,16 |
| Larga Distancia (Interprovincial y turismo) | 70 | 5 | 100 x Vol | Sin pasajeros de pie |

Fuente: (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)

- Carga de Giro (G). Se calcula 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. La velocidad crítica debe 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

| Velocidad (del vehículo) (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 | |
| 130 | 900 | 6,97 |
| 135 | 1050 | 6,25 |
| 140 | 1250 | 5,49 |
| 145 | 1475 | 4,84 |
| 150 | 1725 | 4,29 |

Fuente: (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)

- Carga de frenado (F). Asume una desaceleración mayor o igual a $4 m/s^2$.
- Carga de aceleración brusca (A_b). Se calcula con el mismo criterio de la carga de frenado pero en sentido contrario.
- Carga por resistencia del aire frontal (Raf). Se la aplica como la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal.

b. Combinaciones de cargas básicas

Las estructuras de carrocerías deben diseñarse de tal manera que resistan esfuerzos determinados en base a combinaciones de cargas básicas las cuales se describen a continuación:

- **Método ASD (Allowable Strength Design)**

El método del Diseño por Esfuerzo Permisible (ASD), se diseña de tal manera que las tensiones calculadas por efectos de las cargas de servicio no superen los valores máximos en las especificaciones, es decir que se trabaja en función de las tensiones admisibles, donde éstas son una fracción de las tensiones cedentes del material, ya que por basarse en el análisis elástico de las estructuras, los elementos deben ser diseñados para comportarse elásticamente.

En el método ASD se define la resistencia admisible en tracción dividiendo la resistencia nominal por un factor de seguridad.

Las combinaciones según el método ASD se muestran en la Tabla 3:

Tabla 3
Combinaciones Método ASD

| | |
|----|------------------|
| 1: | M |
| 2: | M + V |
| 3: | M + V + G |
| 4: | M + V + F |
| 5: | M + V + F + Raf |
| 6: | M + V + Raf |
| 7: | M + V + Ab |
| 8: | M + V + Ab + Raf |

Fuente: (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)

- **Método LRFD (Load Resistance Factor Design)**

El método de Diseño por el Factor de Resistencia de Carga (LRFD) emplea como criterios de análisis y diseño los de la teoría plástica o una combinación de análisis y diseño plástico. En este caso, basado en estados límites de confiabilidad. Como parte del método LRFD se define la resistencia de diseño como el resultado de multiplicar la resistencia nominal por un factor de carga.

Las combinaciones según el método LRFD se muestran en la Tabla 4:

Tabla 4
Combinaciones Método LRFD

| | |
|----|----------------------------|
| 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 Raf |
| 5: | 1,2M + 0,5 V+ 0,5F+ 1,3Raf |
| 6: | 1,2M +1,5Ab +0,5V |
| 7: | 0,9M – 1,3Raf |
| 8: | 0,9M + 1,3Raf |

Fuente: (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)

c. Resistencia de la estructura

La carrocería debe resistir una carga estática del 50% del peso máximo admisible para el chasis, distribuido uniformemente sobre el techo, sin experimentar deformaciones en ningún punto que superen los 70 mm. (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)

d. Zona 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 15, de manera que se pase el punto S_R de la Figura 16 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. (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)

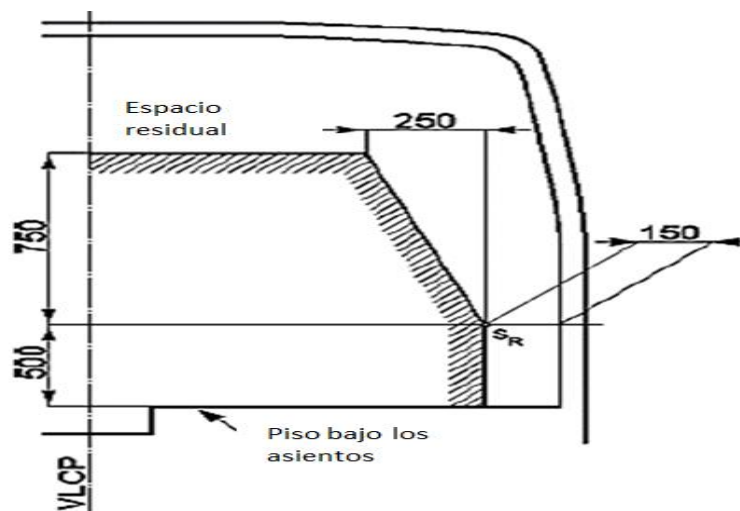


Figura 15 Vista transversal del espacio de supervivencia

Fuente: (Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas, 2006)

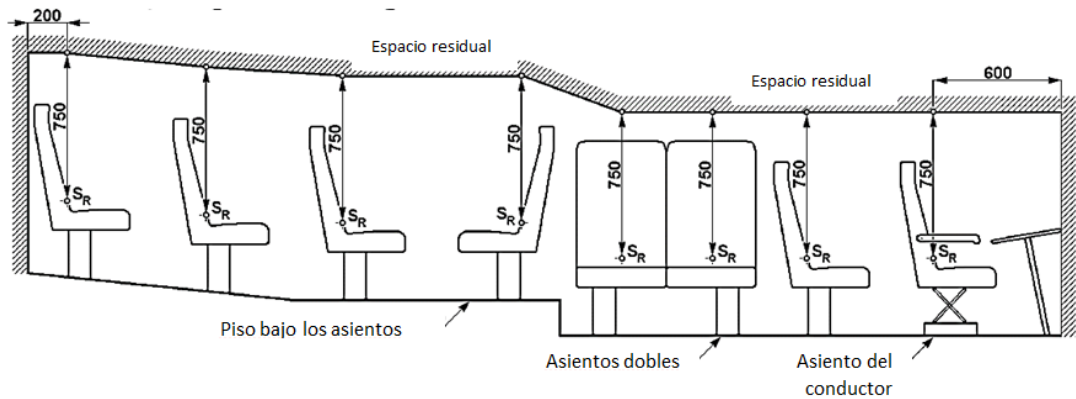


Figura 16 Vista longitudinal del espacio de supervivencia

Fuente: (Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas, 2006)

2.2.2. Normativas Internacionales

En el ámbito internacional existen normativas vigentes que establecen requisitos que deben cumplir las carrocerías de los automotores para su respectiva homologación; algunas de estas normativas son:

- Legislación I. Reglamentación a Nivel Europeo:
 - Directiva 96/27/CE: Impacto Lateral. Obligatorio.
- Legislación II. Naciones Unidas: Ámbito Internacional. Obligatorio cuando el país los adhiere a su legislación.
 - R95: Impacto Lateral
- Ensayos Programa EURO-NCAP (New Car Assesment Program). Carácter no Obligatorio.
 - Impacto Frontal
 - Impacto Lateral
 - Impacto Lateral contra poste

Existen otras asociaciones que realizan ensayos de impactos utilizando valores de referencia más elevados. Entre estas se encuentran:

- IIHS (Insurance Institute for Highway Safety)
- NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)
- FIA/AIT

A. Reglamento 95 de la Comisión Económica para Europa

El Reglamento 95 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas establece prescripciones uniformes relativas a la homologación de vehículos en lo relativo a la protección de los ocupantes, la cual se aplica a la conducta de colisión lateral de la estructura de vehículos.

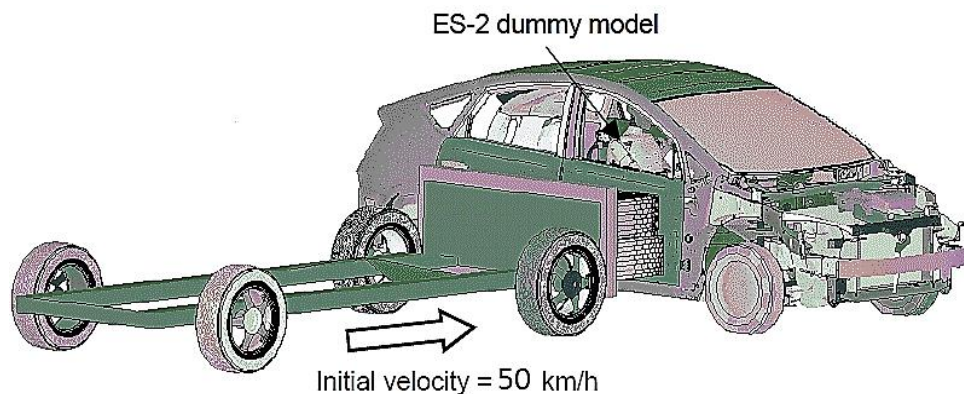


Figura 17 Impacto lateral según la ECE R95

Fuente: (Takahira, 2007)

a. Procedimiento de prueba de colisión lateral basado en la ECE R95

- **Área de pruebas**

El espacio donde se lleva a cabo el ensayo debe ser suficiente para adaptar el sistema de propulsión de la barrera deformable móvil y permitir después del impacto el desplazamiento del vehículo impactado. La zona del piso en la que se produce el impacto de vehículos y el desplazamiento será horizontal, plana y no contaminada, y representativa de una calzada normal, seca y regular.

- **Condiciones del ensayo**

- El vehículo que se somete a prueba se encuentra en estado estacionario.
- La barrera deformable móvil debe contar con las características establecidas en el Anexo 5 del la ECE R95, numeral 2.2.
- La trayectoria de la barrera deformable móvil es perpendicular al vehículo impactado.

- **Velocidad de la prueba**

La velocidad de la BDM en el momento del impacto es de 50 ± 1 km/h. Esta velocidad debe ser estable al menos 0,5 m antes del impacto.

b. Características de la barrera deformable móvil

- La barrera deformable móvil incluye un impactador y una carreta.
- La masa total es de 950 ± 20 kg.
- La distancia al suelo del impactador es de 300 ± 5 mm medidos en condiciones estáticas, antes del impacto.
- El ancho de vía delantero y posterior del carro es de 1500 ± 10 mm.
- La distancia entre ejes del carro es de 3000 ± 10 mm.



Figura 18 Barrera deformable móvil R95
Fuente: (Messring, 2013)

c. Características del impactador

- La zona del impactador deformable tiene 1500 ± 10 mm de ancho y 500 ± 5 mm de altura.
- El material del impactador es de aluminio.



Figura 19 Impactador Regulación ECE R95
Fuente: (Roesch, s.f.)

B. Euro-NCAP

Mediante una variedad de pruebas de impacto, la Comisión Europea persigue los siguientes objetivos:

1. En impactos frontales se pretende optimizar los refuerzos de la estructura y conseguir medios de retención apropiados.
2. En impactos laterales se pretende evitar la intrusión de algún miembro estructural en el habitáculo.
3. En las pruebas de vuelcos se busca limitar las deformaciones del habitáculo por aplastamiento.
4. En impactos posteriores se estudia el comportamiento del reposacabezas y del depósito de combustible y sus canalizaciones.

En el impacto lateral realizado por Euro NCAP se utiliza una barrera deformable de 150cm de ancho y 50cm de alto similares a las del Reglamento R95, debido a que se basa en esta normativa para tal dimensionamiento, el vehículo se desplaza a una velocidad de 50 km/h y golpea sobre un punto "R" situado en el percentil 95 de una figura masculina de talla media.



Figura 20 Impacto lateral EuroNCAP

Fuente: (Programa europeo de evaluación de nuevos modelos de automóviles, 2015)

- **Barrera deformable y carreta móvil**

La carreta está equipada con el elemento deformable y las líneas de ventilación conforme a las especificaciones del Boletín Técnico 014 establecidos en la normativa.

- **Preparación de la carreta móvil**

- La barrera deformable móvil incluye un impactador y una carreta.
- La masa total es de 1300 ± 20 kg.
- La distancia al suelo del impactador es de 550 ± 5 mm medidos en condiciones estáticas, antes del impacto.
- El ancho de vía delantero y posterior de la carreta es de 1500 ± 10 mm.
- La distancia entre ejes del carro es de 3000 ± 10 mm.

- **Velocidad**

- Velocidad = 50 km/h \pm 1 km/h.

C. Instituto de Seguros para la Seguridad en Carreteras (IIHS)

- **Configuración del impacto**

La prueba de impacto lateral consiste en que un vehículo de prueba estacionario, el cual es golpeado en el lado del conductor en un ángulo de 90 grados por medio de un vehículo móvil equipado con un elemento de barrera deformable IIHS. El peso del vehículo móvil es de 1500 kg, el impacto se lo realiza a una velocidad de 50 ± 1 km/h.

El punto de impacto longitudinal de la barrera en el lado del vehículo de prueba depende de la distancia entre ejes del vehículo. La distancia de referencia de impacto (IRD) se define como la distancia hacia atrás desde el eje delantero del vehículo de prueba a la línea central de la barrera deformable como se indica en la Figura 21.

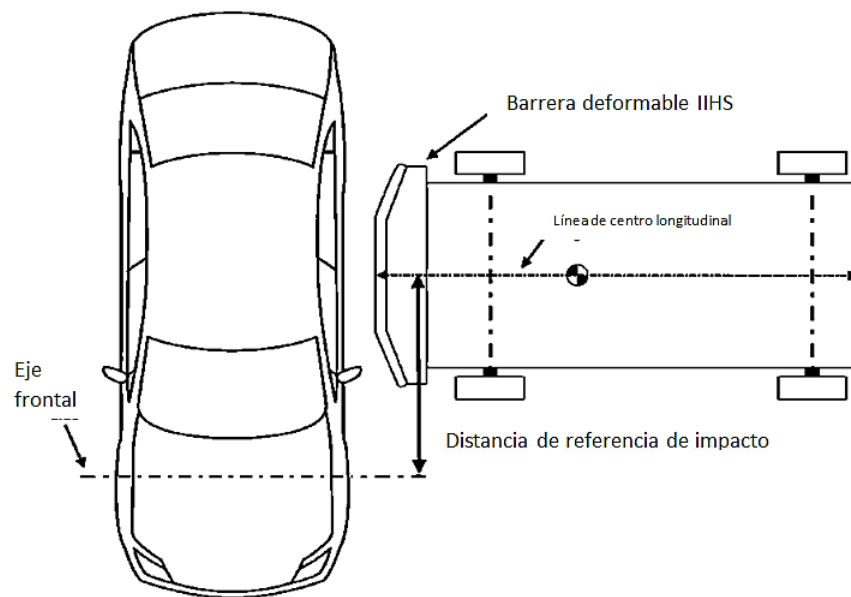


Figura 21 BDM alineada con el vehículo de prueba
 Fuente: (Insurance Institute for Highway Safety, 2016)

Cálculo del IRD:

Si la distancia entre ejes es menor de 250 cm, el IRD = 144.8 cm. Si la distancia entre ejes se encuentra entre 250 cm y 290 cm, entonces IRD = (distancia entre ejes/2) + 19.8 cm. Si es mayor de 290 cm, el IRD = 164.8 cm. (Insurance Institute for Highway Safety, 2016)

- **Propiedades de la Barrera Deformable Móvil (MDB) IIHS**

La MDB consiste en una barrera IIHS deformable de aluminio y el vehículo móvil al que está unido. Sobre el vehículo móvil se aplican placas de acero según sea necesario para aumentar la masa. El peso de prueba MDB es de 1500 ± 5 kg.



Figura 22 BDM utilizado por la IIHS

Fuente: (Insurance Institute for Highway Safety, 2016)

El elemento deformable tiene una anchura de 1676 mm, una altura de 759 mm y una distancia al suelo de 379 mm.

En la Figura 23 se muestran las dimensiones del impactador conforme la IIHS.

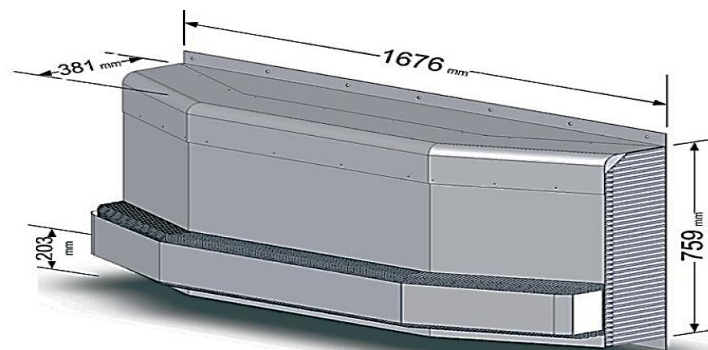


Figura 23 Elemento de la Barrera Deformable IIHS

Fuente: (Visol, 2016)

2.3. Impacto

El choque producido entre dos cuerpos, uno en movimiento y otro en estado estacionario se conoce como impacto, el cual es un evento que tiene lugar en un intervalo de tiempo muy corto; suele ir acompañado de fuerzas de reacción entre los cuerpos relativamente grandes, lo cual da lugar a

fuertes cambios de velocidad de uno o ambos cuerpos. Las intensas fuerzas de reacción originan una deformación considerable de los cuerpos involucrados en el impacto y en consecuencia, la transformación de energía mecánica en calor. (Szuladzinski, 2010)



Figura 24 Impacto de dos vehículos

Fuente: (Centro de investigación y desarrollo en automoción, 2012)

2.3.1. Fuerza pico de impacto y duración del impacto

Con el fin de calcular la duración y la fuerza del impacto, se necesita la deflexión característica de la zona deformada. Para visualizar las deflexiones combinadas de ambos cuerpos se puede pensar en un resorte de contacto ficticio, como se muestra en la Figura 25.

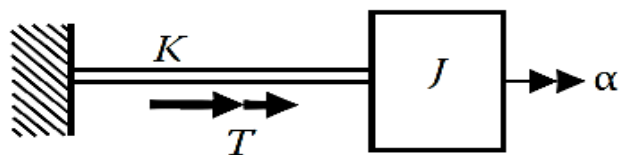


Figura 25 Contacto lineal de un resorte

Fuente: (Szuladzinski, 2010)

Al suponer que el resorte de contacto es lineal y tiene rigidez k_1 , la máxima deflexión δ_m se obtiene junto con la fuerza máxima W_m :

$$\delta_m = v_0 \sqrt{\frac{M}{k_1}} \quad \text{Ecuación 3.}$$

$$W_m = v_0 \sqrt{k_1 M} \quad \text{Ecuación 4.}$$

Donde:

v_0 : es la velocidad inicial [m/s]

M : Masa [kg]

Desde una simple observación de los resultados de desplazamiento pico de la integración de la velocidad durante un cuarto de período, se puede hallar la duración de la fase de carga t_1 : (Szuladzinski, 2010)

$$t_1 = \frac{\pi u_m}{2v_0} \quad \text{Ecuación 5.}$$

Donde:

u_m : es el desplazamiento pico [m]

En la mayoría de situaciones reales las características de las estructuras son no lineales (NL). Muchos problemas NL pueden estar estrechamente aproximadas, donde t_m o la duración de movimiento hacia adelante es la misma que la fase de carga de impacto. En la Figura 26 se muestra un ejemplo de una estructura NL conectada a través de un resorte en la fase de carga de impacto (a. Forma inicial y deformada, b. resorte equivalente no comprimido, c. resorte comprimido). (Szuladzinski, 2010)

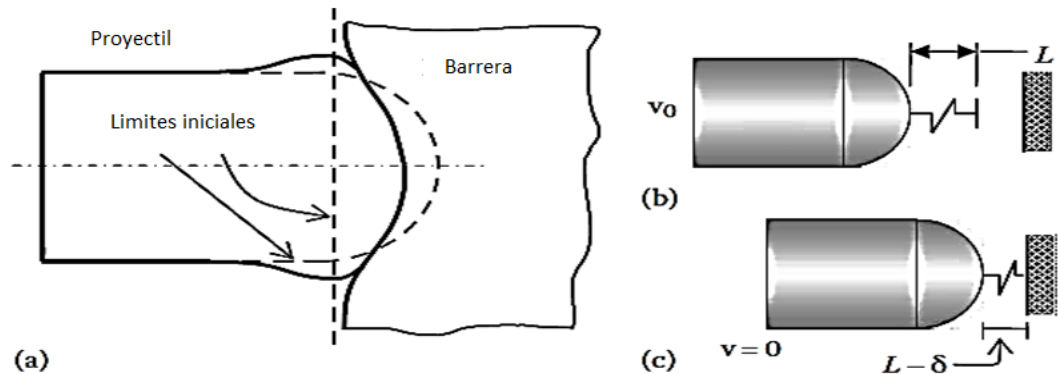


Figura 26 Deformación de contacto actual y equivalente de un resorte
Fuente: (Szuladzinski, 2010)

Esta fase de carga de impacto dura desde el primer instante de contacto hasta que el impactador alcanza el punto estacionario. La duración de la fase de carga se puede escribir como un cuarto de periodo cuando el contacto es lineal:

$$t_m = \tau/4 \quad \text{Ecuación 6.}$$

o

$$t_m = \frac{\pi S_n}{2W_m} = \frac{\pi M v_0}{2W_m} \quad \text{Ecuación 7.}$$

En el cálculo de la ecuación 5 sólo la componente normal de impacto, S_n (impulso normal) es usada. Una de las situaciones más simples que existe es cuando cada una de las dos fases puede ser aproximada como lineal, pero cada una de las líneas tiene diferentes pendientes, como se representa en la Figura 27. En este caso, la fase de carga y la fase de descarga del último cuarto de período, excepto que la segunda fase (descarga) es más corto si k_1 es más pequeño que k_2 . (Szuladzinski, 2010)

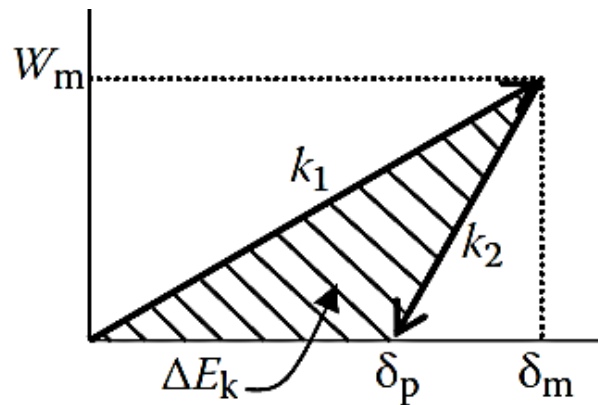


Figura 27 Características del nivel de una pieza lineal simple

Fuente: (Szuladzinski, 2010)

El impacto termina cuando la fuerza de contacto alcanza el valor cero durante la fase de descarga. Esto corresponde a un punto con coordenadas $W = 0$ y $\delta = \delta_p$ en la Figura 27. El área sombreada representa la energía cinética (ΔE_k en N.m), perdida durante el impacto.

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} k_1 \delta_m^2 \left(1 + \frac{k_1}{k_2} \right) \quad \text{Ecuación 8.}$$

2.4. La simulación y la ingeniería asistida por computador (CAE)

2.4.1. La simulación

La simulación es esencialmente la ciencia computacional y la ingeniería, se trata del uso del método de elementos finitos y enfoques numéricos. A mediados de la década de 1950, Argyris et al. (1954-1957) desarrollaron ampliamente una generalización de la teoría lineal de estructuras y procedimientos para el análisis de estructuras discretas complejas.

Clough (1960) llamó a un método de aproximación como el “elemento finito” por primera vez. Desde entonces, el trabajo y la investigación sobre el método de los elementos finitos han crecido ampliamente. Oden (1972) entre otros demostró logros significativos en aplicaciones no lineales y proporciona los conceptos básicos y algoritmos de métodos no lineales de elementos finitos (Shen & GU, 2012).

El software de elementos finitos se comercializó de forma rápida y propulsó aún más las aplicaciones de ingeniería. El primer software fue entregado por EdWilson. El desarrollo posterior se convirtió en SAP y NONSAP. (Shen & GU, 2012)

El algoritmo para obtener una solución convergente en tiempo razonablemente corto ha sido un punto focal de las investigaciones de elementos finitos.

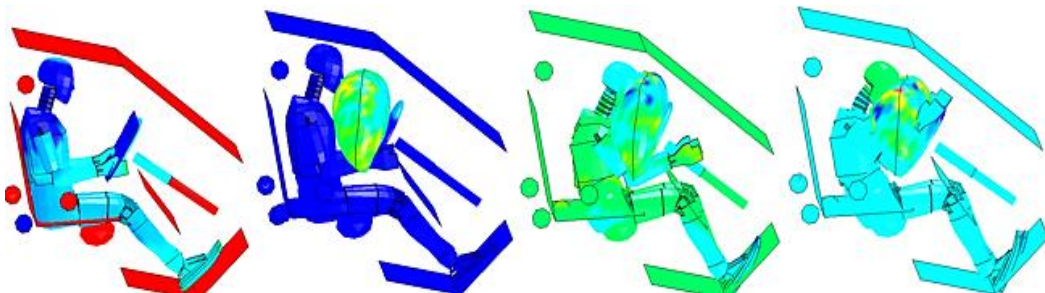


Figura 28 Simulación de dummy en impacto frontal

Fuente: (© 2015 ANSYS, Inc., 2014)

En línea con el desarrollo evolutivo de la tecnología, las oportunidades para la simulación CAE han aumentado significativamente. Otros desarrollos están haciendo posible conciliar cada vez más las exigencias en materia de precisión de la simulación y el tiempo de cálculo.

2.4.2. El Método de Elementos Finitos (MEF)

El Método de Elementos Finitos (MEF) es una técnica computacional utilizada para resolver problemas de ingeniería, en donde el sistema a ser resuelto se subdivide en partes o elementos de estudio sencillos, para luego volverlo a reconstruir ensamblando la contribución de cada elemento y predecir así su comportamiento global.

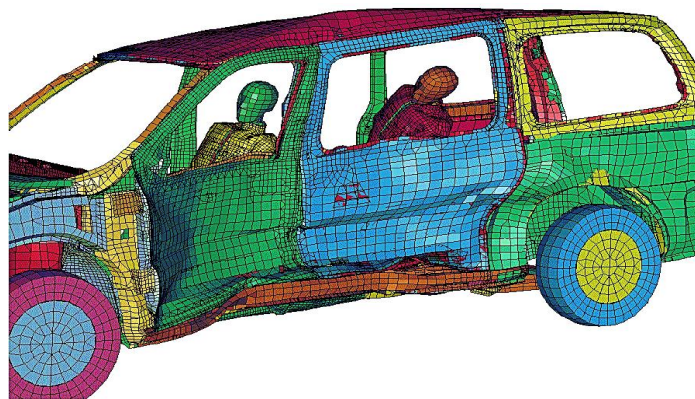


Figura 29 Prueba de impacto lateral por MEF realizado por IIHS

Fuente: (Insurance Institute for Highway Safety, 2016)

El MEF es utilizado en cálculos de diseño estructural; permite obtener resultados con mayor rapidez y con alto grado de precisión. Proporciona los resultados mediante colores, lo que permite visualizar y entender de mejor manera el comportamiento de sus diseños, además permite realizar variaciones de parámetros para fines de comprobación y optimización.

El proceso por el cual soluciona los problemas es mediante la discretización. Este proceso de discretización es dividir el dominio mediante puntos en un caso lineal, en líneas en un caso bidimensional o superficies en un caso tridimensional. Los elementos se dividen en nodos que son puntos discretos que se conectan entre sí formando los elementos. Tras este proceso de discretización y con las condiciones de contorno aplicadas

al sistema, este se resuelve de forma lineal hasta llegar a su estado final. Si en algún momento de la resolución del problema surgiera una ecuación no lineal tendrá que ser resuelto de forma lineal. El método de los elementos finitos actualmente constituye un potente método de cálculo numérico. Este método resuelve los sistemas de ecuaciones que simulan cualquier problema físico como la mecánica de fluidos, transferencia de calor, magnetismo, etc.

Este método tiene sus limitaciones, ya que no siempre se pueden caracterizar bien las condiciones de contorno, los procesos de fabricación, etc. El ingeniero debe ser capaz de realizar la mejor aproximación al problema para conseguir el resultado que más se asemeje a la realidad. El analista tiene que saber interpretar los resultados calculados por el programa.

Por esta razón es muy importante comparar los resultados obtenidos mediante el cálculo por ordenador con resultados obtenidos mediante la experimentación.

A. Tipos de elementos

Los elementos son uni, bi o tridimensionales, llamados también elementos de línea, superficie y volumen, respectivamente. Asimismo, pueden ser de diferente orden, término que se refiere al orden de la función (usualmente un polinomio) que define la distribución de desplazamiento a través del elemento. (Norton, 2011)

La Figura 30 presenta algunos elementos que se usan comúnmente, agrupados por dimensionalidad y orden.

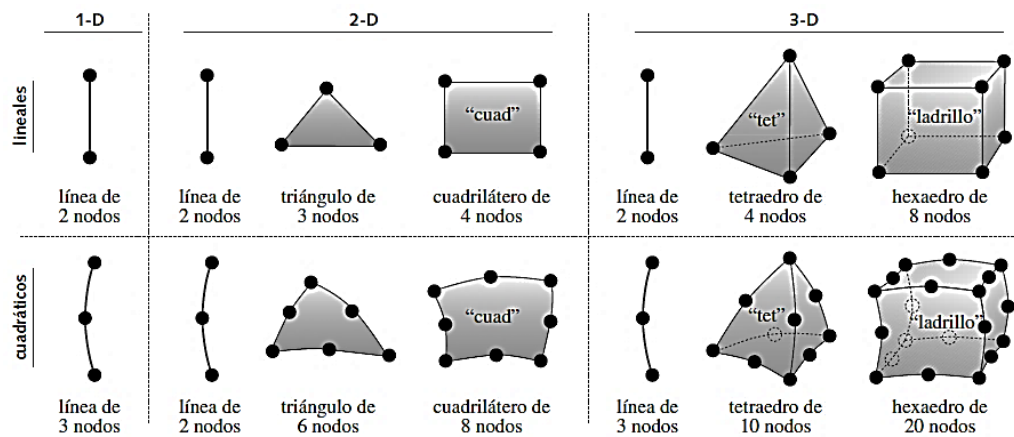


Figura 30 Elementos finitos comunes

Fuente: (Norton, 2011)

En un elemento lineal triangular o tetraedro, la función de desplazamiento a través del elemento es una línea recta y la deformación es constante. Los esfuerzos se determinan a partir de la deformación y el módulo de elasticidad del material. Los triángulos lineales y tetraedros también tienen esfuerzo constante a través de su dimensión. Los triángulos cuadráticos, tetraedros y ladrillos tienen funciones parabólicas de desplazamiento y una distribución de deformación lineal (y esfuerzo) dentro del elemento, los mismos que ofrecen mejores estimaciones de esfuerzo. (Norton, 2011)

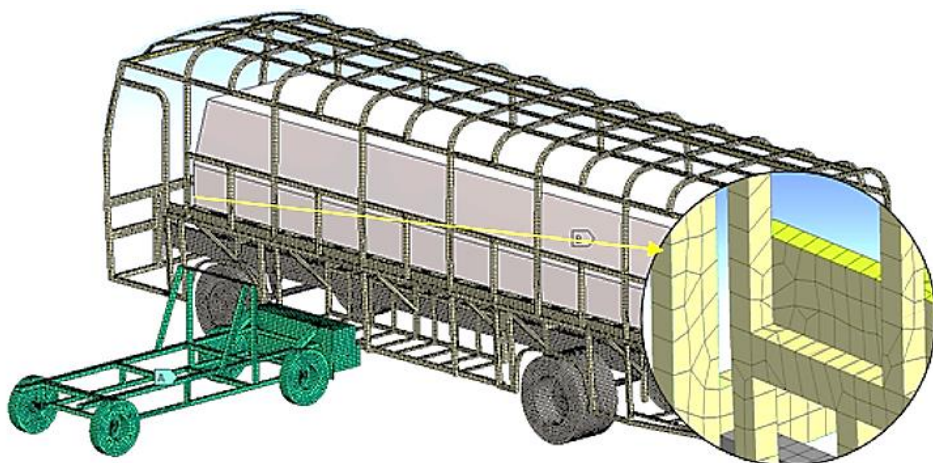


Figura 31 Elementos triangulares y cuadriláteros en el mallado

B. Procedimiento general del MEF

1. Preproceso

Los pasos del preproceso (definir modelo) son generalmente rápidos:

- Definir el dominio geométrico del problema.
- Definir el tipo de elemento a ser usado.
- Definir las propiedades de los materiales de los elementos.
- Definir las propiedades geométricas de los elementos (longitud, área, espesor, etc.,)
- Definir la conectividad de los elementos.
- Definir las restricciones físicas (condiciones de frontera).
- Definir las cargas.

Es un paso crítico puesto que las soluciones dependerán de que la geometría de análisis sea la más cercana a la realidad.

2. Solución

Se formula una serie de ecuaciones algebraicas y mediante un computador se determina los valores de las variables primarias. Se produce además:

- Miles/millones de ecuaciones algebraicas que representan el sistema.
- Se almacenan las variables (memoria del computador).
- Tiempo de solución.

3. Pos-proceso

Se refiere a la evaluación y representación de resultados. El software contiene ciertas rutinas sofisticadas para representar los resultados, imprimirlas y trazar resultados de la solución por el MEF.

Entre las operaciones que se puede lograr se tiene:

- Calcular tensiones de elementos y representarlos gráficamente.
- Examinar el equilibrio.
- Calcular factores de seguridad.
- Representar el comportamiento mediante animaciones.
- Representar los resultados requeridos mediante gráficos.

C. Criterios de convergencia

Un análisis por el MEF es convergente si al disminuir el tamaño de los elementos la solución obtenida tiende hacia la solución exacta.

Las funciones de interpolación elegidas para representar el estado de deformación de un medio continuo deben satisfacer una serie de condiciones, a fin de que la solución obtenida por el MEF, converja hacia la solución real.

Para problemas de elasticidad es necesario emplear polinomios completos de orden 1, con continuidad C^0 entre ellos para garantizar la convergencia. Es suficiente con usar funciones del tipo lineal, que aproxima la solución mediante una línea quebrada, aunque se produzcan discontinuidades en las tensiones entre los elementos, como se indica en la Figura 32.

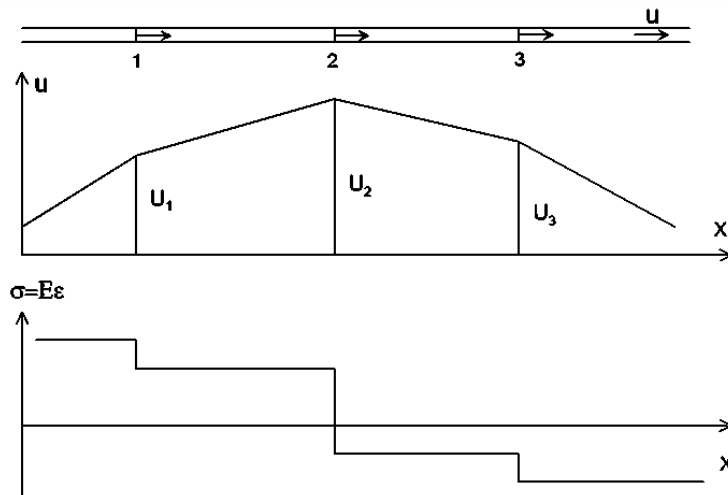


Figura 32 Compatibilidad en elasticidad unidimensional

Fuente: (Celigüeta Lizarza, 2008)

Para problemas de flexión de vigas y placas, es necesario emplear mínimo polinomios de grado 2, con continuidad C^1 entre ellos; es decir, hay que garantizar la continuidad de la dirección y el giro entre los elementos. En la práctica, para la flexión de vigas planas se usan parámetros que ajustan la solución (dirección y giro en cada extremo), con funciones polinómica de grado 3.

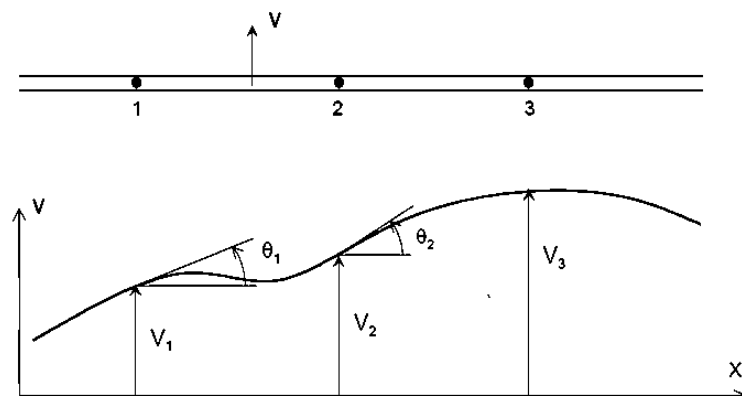


Figura 33 Compatibilidad en vigas

Fuente: (Celigüeta Lizarza, 2008)

D. Elementos tipo cáscaras (shell)

El desarrollo de la teoría Shell y métodos numéricos para estructuras shell ha llegado a ser uno de los temas principales de investigación. La teoría shell es básicamente un modelo matemático de dos dimensiones (2D) configurado para caracterizar el comportamiento de estructuras de paredes delgadas tridimensionales (3D). Este tipo de elementos son satisfactorios para estructuras sometidas a flexión y deformación, además brindan buenos resultados siendo el costo computacional más bajo.

Para cascarones de orden inferior con integración reducida uniforme, una pequeña rigidez artificial puede ser incluida para suprimir los modos de reloj de arena descritos más adelante. Pero esos elementos pueden ser usados para analizar estructuras shell curvas, siempre que la geometría y deformación sean modeladas apropiadamente.

El estudio para elementos tipo shell con grandes deformaciones plásticas se lo realiza utilizando el software comercial LS-DYNA.

Ejemplos de cáscaras son los depósitos, las bóvedas laminares, las carrocerías, etc., y en general cualquier pieza de superficie curva.

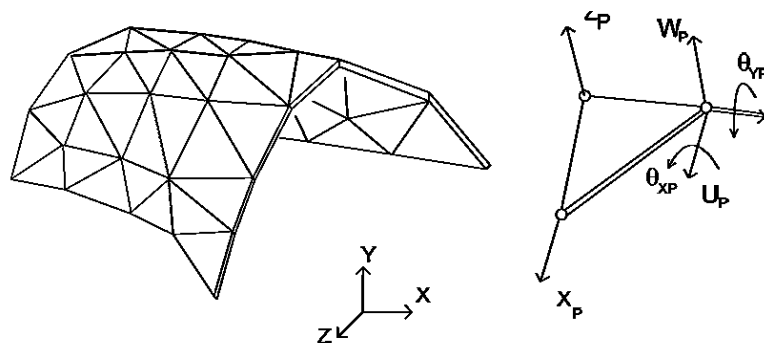


Figura 34 Cáscara modelizada mediante elementos planos

Fuente: (Celigüeta Lizarza, 2008)

- **Shell163**

Shell 163 es un elemento de 4 nodos que puede soportar cargas por flexión y cargas normales. El elemento tiene 12 grados de libertad en cada nodo: traslaciones, aceleraciones y velocidades en las direcciones nodales X, Y, Z y rotaciones alrededor de los ejes nodales X, Y, y Z. Este elemento se utiliza sólo en el análisis de dinámica explícita. (© 2015 ANSYS, Inc., 2014)

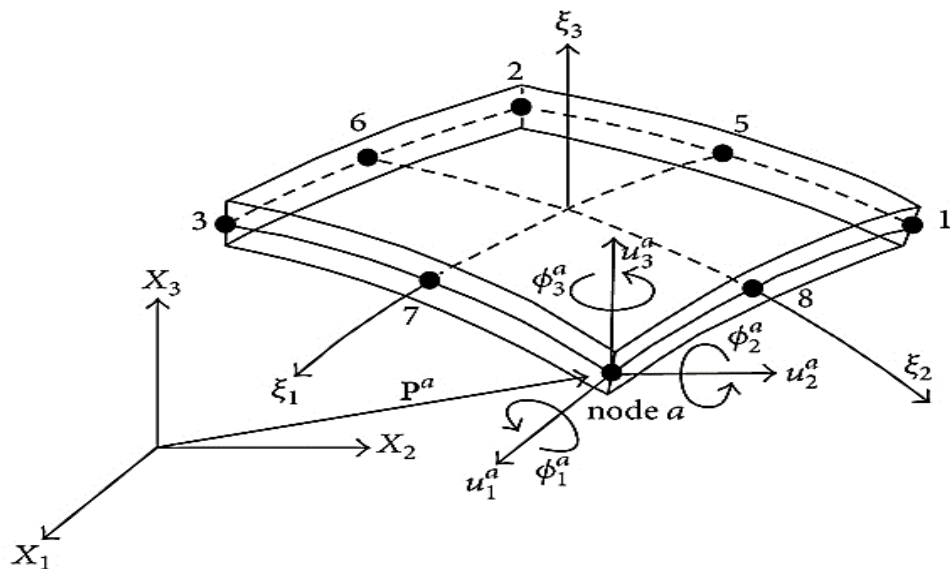


Figura 35 Geometría de un elemento shell de 8 nodos con seis grados de libertad

Fuente: (HINDAWI, 2013)

E. Reloj de arena u Hourglassing

A pesar de ser resistente para grandes deformaciones y ahorrar grandes cantidades de tiempo en la computadora, el único punto sólido de integración (reducida) y elementos tipo shell utilizados en ANSYS LS-DYNA son propensos a modos de energía cero. Estos modos, comúnmente

denominados modos hourglassing o de reloj de arena, son oscilatorias en naturaleza y tienden a tener períodos que son mucho más cortos que los de la respuesta estructural global (es decir, son el resultado de matemáticas de los estados que no son físicamente posibles). Estos modos de hourglass normalmente no tienen una rigidez y dan una apariencia en zigzag a una malla como se muestra en la Figura 36, conocido como deformaciones de reloj de arena. Al existir en un análisis de deformación estos fenómenos no físicos pueden invalidar los resultados. (© 2015 ANSYS, Inc., 2014)

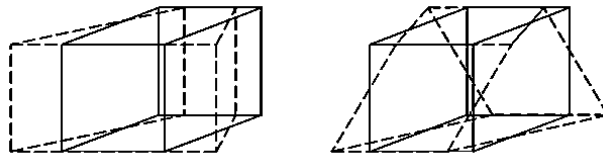


Figura 36 Modos de Hourglass

Fuente: (Livermore Software Technology Corporation (LSTC), 2012)

Las buenas prácticas del modelado normalmente evitan que se forme el fenómeno de hourglassing de manera significativa. Los principios generales son el de usar una malla uniforme y evitar cargas concentradas en un solo punto, todas las cargas puntuales deben ser distribuidas en un área de varios nodos vecinos. En general, el perfeccionamiento de la malla global casi siempre reducirá significativamente los efectos de hourglassing.



Figura 37 Malla sin deformar y malla deformada con efectos hourglass

Fuente: (© 2015 ANSYS, Inc., 2014)

Una solución generalmente aplicable a problemas de hourglassing es el uso de las formulaciones totalmente integrados de SHELL163 y SOLID164. Estos elementos totalmente integrados no experimentan modos de hourglassing. Sin embargo, estas opciones son más costosas (en tiempo de CPU) que otras formulaciones de elementos.

Al realizar un análisis en dinámica explícita con elementos de integración reducidos, siempre es importante determinar si los efectos de hourglassing han degradado significativamente los resultados. Como norma general, la energía hourglassing no debe superar el 10% de la energía interna. (© 2015 ANSYS, Inc., 2014)

Formulaciones para el control de hourglass

Los modos de reloj de arena son modos no físicos de deformación que ocurren en elementos de baja integración y que no producen esfuerzos. Para evitar o disminuir los modos de energía cero de la deformación, se han establecido varias formulaciones de control de reloj de arena basados en algoritmos que permiten que fuerzas correctivas (fuerzas de reloj de arena) sean añadidas a la solución para resistir a este fenómeno. A continuación se describen dos de estas formulaciones muy utilizadas:

1. La formulación Flanagan Belytschko Viscous

Las formas viscosas generan fuerzas de reloj de arena proporcionales a componentes de velocidad nodal que contribuyen a controlar el fenómeno de hourglass. Esta formulación es recomendada para problemas relacionados con alta velocidad que provocan grandes deformaciones.

El coeficiente viscoso para las fuerzas de reloj de arena por lo general varía entre 0,05 y 0,15. (© 2015 ANSYS, Inc., 2014)

2. La formulación Flanagan Belytschko Stiffness

Las deformaciones Hourglassing también pueden ser resistidas por la adición de rigidez elástica a un modelo. Esto puede hacerse mediante el aumento del coeficiente de hourglassing. Sin embargo, hay que tener cuidado al aumentar estos coeficientes, ya que el exceso de rigidez pueden causar inestabilidades cuando se supera 0,15. (© 2015 ANSYS, Inc., 2014)

Las formas de rigidez generan fuerzas de reloj de arena proporcionales a los componentes de los desplazamientos nodales que contribuyen a los modos de hourglass. Esta formulación es recomendada para problemas de velocidad baja que provocan grandes deformaciones, incluyendo simulaciones de choques.

F. Problemas no lineales

Una de las mayores simplificaciones que se puede llevar a cabo en el cálculo estructural, es el comportamiento lineal de la geometría del problema como el del comportamiento del material. Si en el problema se tienen pequeñas deformaciones, se puede dar como válido el comportamiento lineal geométrico del problema. Las solicitaciones y las condiciones de contorno pueden estar referidas a la estructura sin deformar, es decir, la estructura inicial.

El comportamiento no lineal de un material queda claro al observar una curva esfuerzo-deformación, Figura 38. La tensión no es linealmente dependiente de la deformación. La curva es lineal hasta que se alcanza el límite elástico y justo después de ese punto se observa que ya no tiene un comportamiento lineal. En el primer tramo de la curva se ve que la gráfica depende del modulo de Young.

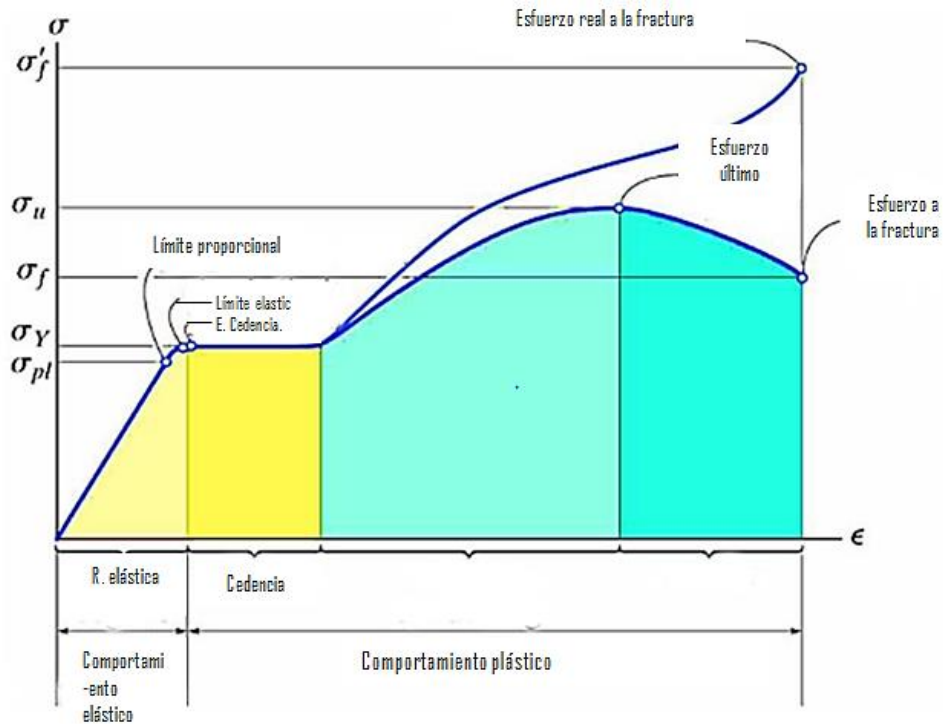


Figura 38 Diagrama esfuerzo-deformación del acero
 Fuente: (Hesaplama, 2015)

En un impacto lateral entre dos vehículos, es de gran importancia introducir el comportamiento de no linealidad, ya que al producirse grandes deformaciones, los materiales entran en la zona donde desaparece la linealidad entre la tensión y la deformación, es decir entra en la zona plástica del material. También existen comportamientos no lineales cuando se producen contactos entre elementos diferentes durante la colisión.

G. Efecto del tamaño de mallado

El efecto del tamaño de mallado es muy importante para la predicción de la falla de un material. Du Bois (2006) cualitativamente dio la fórmula de cálculo de la fractura por deformación. Las investigaciones basadas en el efecto del tamaño de malla tienen como objetivo primordial resolver el problema de cómo determinar el valor numérico de falla por deformación.

Generalmente en el análisis de elementos finitos, mientras la malla sea más fina la precisión es mayor.

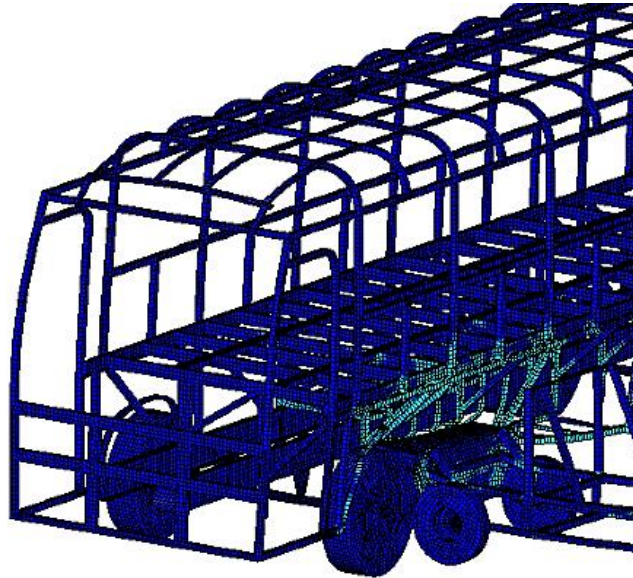


Figura 39 Mallado de la estructura del bus

H. Criterio Jacobiano

El criterio jacobiano permite determinar la calidad de malla; este criterio calcula y prueba todos los elementos, excepto los triángulos y tetraedros. Una proporción alta indica que la correspondencia entre el espacio y el espacio real del elemento se está convirtiendo en computacionalmente poco fiable. Un cuadrilátero tiene una relación Jacobiana de 1 si sus caras opuestas son todos paralelos entre sí. Cuando un nodo tiende a desplazarse desde una esquina hacia el centro del elemento de línea, la proporción sube el Jacobiano, lo que puede ocasionar con el tiempo que por cualquier movimiento adicional se rompa el elemento. (© 2015 ANSYS, Inc., 2014)

CAPÍTULO III

INGENIERÍA ESTRUCTURAL DE UNA CARROCERÍA DE BUS

3.1. Introducción

El objetivo principal del análisis estructural es asegurar la fiabilidad y la durabilidad de las estructuras; los métodos de análisis estructural se basan en la concepción de una estructura tal como un cuerpo elástico ideal.

El análisis estructural se puede realizar por medio de pruebas en la estructura real, en un modelo físico de la estructura a escala, o mediante el uso de un modelo matemático. Si el modelo estructural seleccionado es detallado o simplificado, una parte muy importante del análisis consiste en la estimación de las cargas a ser aplicado.

A través de la ingeniería estructural se puede realizar un análisis completo; en este caso se realiza un análisis de cada parámetro que forma parte de la configuración del software donde se lleva a cabo el estudio, en esta configuración el diseñador debe poseer experiencia en mecánica y resistencia de materiales para poder interpretar el comportamiento de la carrocería al condicionarle parámetros como restricciones, masas, velocidades, etc.

3.1.1. Especificaciones y descripción de la carrocería

Para la construcción de buses interprovinciales, la empresa Carrocerías Peres utiliza el chasis para bus HINO AK, el mismo que debe poseer las características necesarias para soportar la estructura de la carrocería.

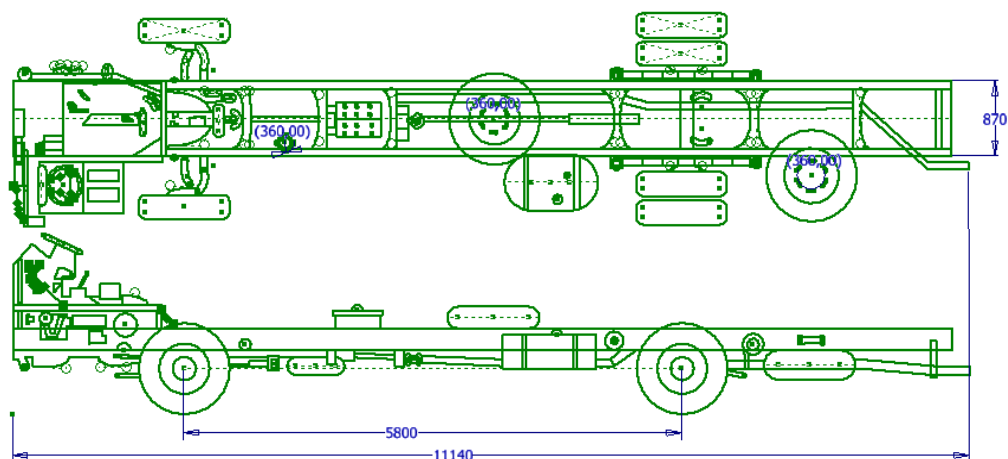


Figura 40 Esquema del chasis HINO AK

La unidad de transporte esta diseñada para transportar 44 pasajeros sentados más tripulante y conductor. En la Tabla 5 se detallan las especificaciones del chasis HINO AK:

Tabla 5
Especificaciones Chasis Hino AK

| DIMENSIONES CHASIS | |
|---------------------------|-------------------|
| Largo total | 11140 mm |
| Ancho de chasis | 870 mm |
| Altura de chasis | 995 |
| Peso Bruto Vehicular | 14,2 Ton |
| Peso de chasis | 4765 kg |
| MOTOR | |
| Modelo | J08EUD |
| Potencia Máxima | 250 Hp a 2500 RPM |
| Torque Máximo | 739 Nm a 1500 RPM |
| Cilindros | 6 en línea |
| Cilindraje | 7684 cc |
| NEUMÁTICOS | |
| Dimensiones | 11R22,5/16 PR |

Fuente: (Teojama Comercial, 2015)

A. Especificaciones de perfiles empleados en la carrocería

Los perfiles utilizados en la construcción de carrocerías de buses requieren de alta tenacidad, debido a que la estructura es sometida a cargas estáticas y dinámicas elevadas; deben poseer propiedades mecánicas óptimas para cumplir con su función.



Figura 41 Configuración de perfiles estructurales

Fuente: (ACEROTEX, 2012)

La empresa Carrocerías Peres emplea perfiles estructurales en la construcción de carrocerías que cuentan con las siguientes características mostradas en la Tabla 6:

Tabla 6
Especificación de perfiles en la carrocería

| Unidad Estructural | Designación (mm) | Material Acero |
|--------------------|---|----------------|
| Piso | Tubo cuadrado T50x50x3 Tubo rectangular T100x50x3 Tubo rectangular de refuerzo T60x40x3 Canal de refuerzo C100x50x50x3 | ASTM A500 |
| Laterales | Tubo cuadrado T50x50x2 Canal de refuerzo C50x25x25x2 L50x50x3 Zócalo 216x39x28x23x2 | ASTM A500 |
| Techo | Tubo cuadrado T50x50x2 Tubo rectangular T50x25x2 Perfil especial Z | ASTM A500 |
| Frontal | Tubo cuadrado T50x50x2 Tubo cuadrado T40x40x2 | ASTM A500 |
| Posterior | Tubo cuadrado T50x50x2 Tubo cuadrado T40x40x2 | ASTM A500 |

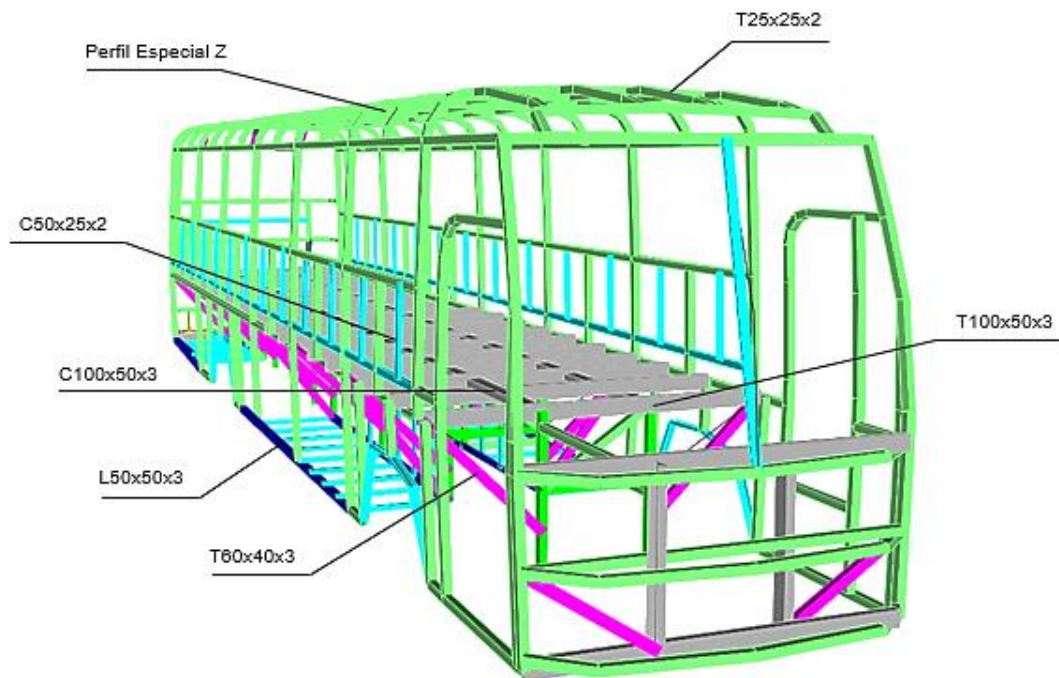


Figura 42 Perfiles estructurales asignados a la carrocería en SAP2000 (Versión Demo)

B. Material empleado en el armazón de la carrocería

El diseñador debe estar familiarizado con el tipo de materiales a ser empleados en la construcción de una carrocería a fin de que se pueda efectuar un diseño satisfactorio.

La Norma NTE INEN 1323:2009 establece que el material a utilizarse en la construcción de carrocerías de buses debe ser de acero con recubrimiento anticorrosivo. A continuación se presenta la descripción del material empleado en la construcción de la carrocería de la empresa Carrocerías Peres:

- **Acero ASTM A 500**

Este tipo de acero también conocido como acero negro posee una capa de óxido negro en la superficie para evitar la corrosión. Debido a esta capa de óxido y a la cubierta protectora, las tuberías de acero negro requieren poco mantenimiento, se encuentran disponibles en el mercado en tubos de sección circular, cuadrada y rectangular hueca HSS.

- **Ventajas**

1. Se emplean en construcción de puentes, edificios, carrocerías, etc.
2. Propiedades para conexiones soldadas, remachadas o atornilladas.
3. Existen perfiles de sección circular, cuadrada, rectangular o especial.
4. Bajo costo.
5. Durabilidad.
6. Reutilizable.

- **Desventajas**

1. Inadecuados para elementos sujetos a cargas dinámicas.
2. Susceptible a la fatiga y pandeo.
3. Costo de mantenimiento.
4. Baja resistencia de ruptura a la tensión respecto al acero A36.
5. Fractura frágil.
6. Protección contra fuego.

La Tabla 7 muestra las propiedades mecánicas del material empleado:

Tabla 7
Propiedades mecánicas del Acero ASTM A500

| | |
|-----------------|---|
| | Módulo de elasticidad: E= 200 GPa |
| | Módulo de elasticidad por cortante: G=76,923 GPa |
| Acero ASTM A500 | Resistencia a la fluencia: Fy=320 MPa Resistencia última: Fu=405 MPa |
| | Porcentaje de elongación: 21%-25% |

Fuente: (AHMSA, s.f.)

3.2. Fuerzas y cargas que actúan sobre la carrocería

La carrocería debe resistir cargas estáticas y dinámicas con la finalidad de no sufrir deformaciones en ningún punto de la estructura y así el espacio de supervivencia no resulte invadido.

3.2.1. Cargas de flexión

Las cargas de flexión son aquellas que provocan deflexión en las vigas que conforman la carrocería. Estas cargas actúan longitudinalmente sobre el bastidor del chasis en dirección vertical hacia el centro de la tierra. La deflexión se produce por la acción del peso de la carga útil sobre la estructura y las fuerzas de reacción provenientes de la superficie de rodamiento. La deformación es especialmente grande alrededor de la zona de pasajeros y de los compartimientos para los neumáticos y va progresivamente aumentando, dando como resultado una concentración del esfuerzo en las juntas (uniones) sobre cualquier extremo de los pilares tensionados de las ventanas laterales. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

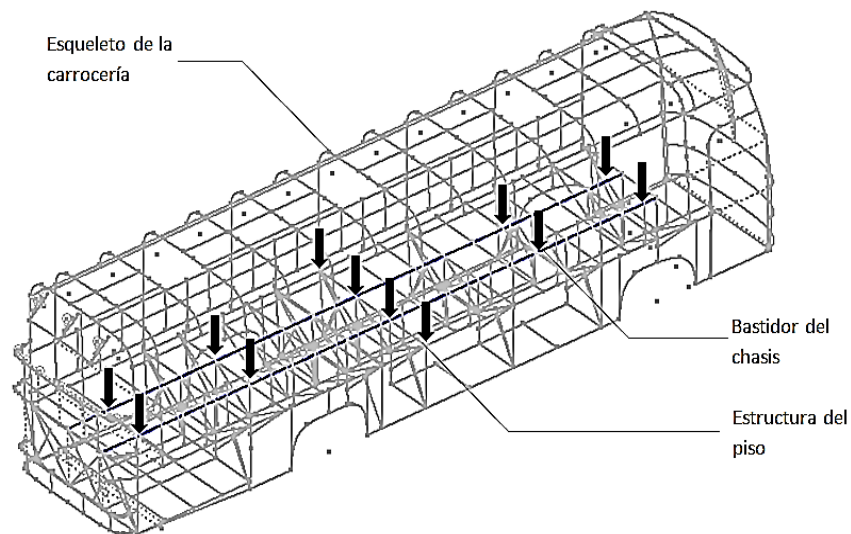


Figura 43 Comportamiento de cargas flexionantes sobre el chasis

3.2.2. Cargas de torsión

Son fuerzas que tratan de torcer la estructura de la carrocería, se presentan cuando los elementos se cargan con un momento respecto a su eje longitudinal, originando un momento torsor. Además resultan de las interacciones alternativas de la carrocería, causadas por reacciones desde la superficie de rodamiento (baches e irregularidades) y el desbalance del peso de la carga útil en las direcciones izquierda y derecha. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

Cuando el vehículo está en operación, la fuerza torsional, resultante de las fuerzas de reacción desde la superficie de rodamiento, que actúan alternativamente sobre los lados de la carrocería del bus y el incremento de la carga debido a vibración, actúan sobre el bus repetidamente. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

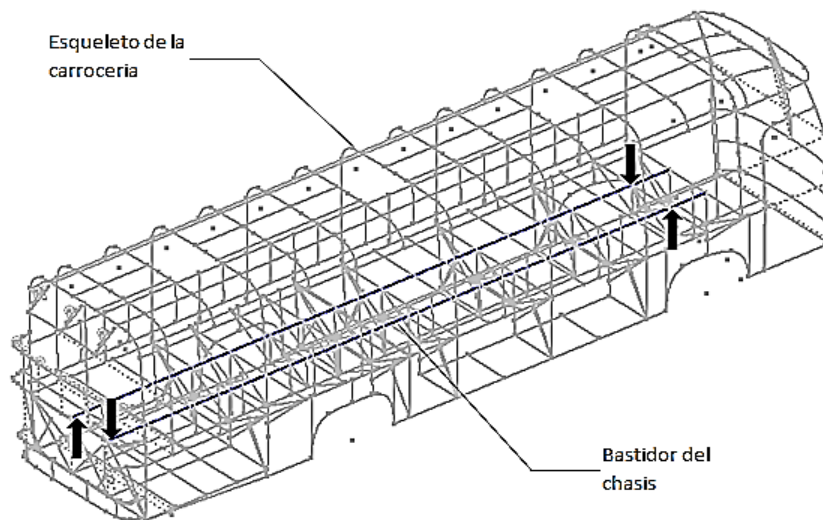


Figura 44 Comportamiento de cargas torsionales sobre el chasis

3.2.3. Fuerzas verticales

Las fuerzas verticales se forman a causa de las aceleraciones debidas a los movimientos de la suspensión, también al tomar curvas aparecerán fuerzas verticales que actúan sobre los costados de la carrocería y vigas sobresalientes. Las fuerzas verticales en la parte posterior de la carrocería son absorbidas por el eje posterior a través de los fuelles neumáticos. Estas fuerzas llegan a los fuelles principales a través del cuerpo de la carrocería. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

Estas fuerzas se propagan desde las fijaciones posteriores, pasando por las vigas sobresalientes, saliendo y subiendo por los costados de la carrocería y siguiendo hacia delante a las vigas, bajo las cuales están montados los fuelles de aire del eje posterior. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

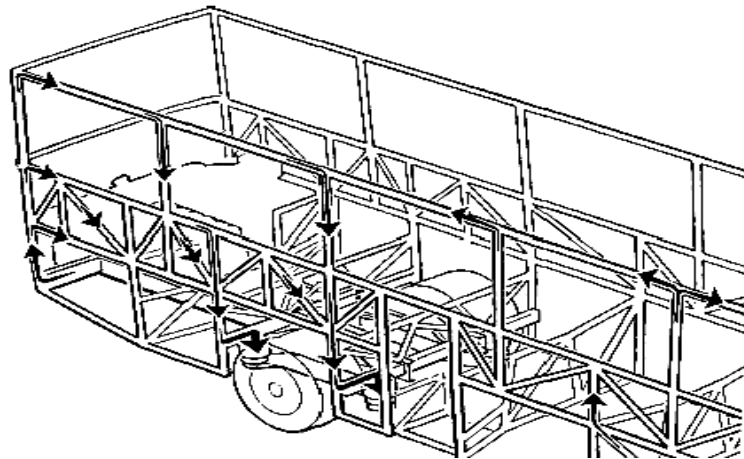


Figura 45 Fuerzas verticales actuando en la parte posterior de la carrocería

Fuente: (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

Como caso extremo pueden aparecer torsiones, por ejemplo, al conducir por malos caminos, cuando la rueda delantera de un lado y la posterior del otro lado son comprimidas al mismo tiempo contra el tope de las ballestas. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

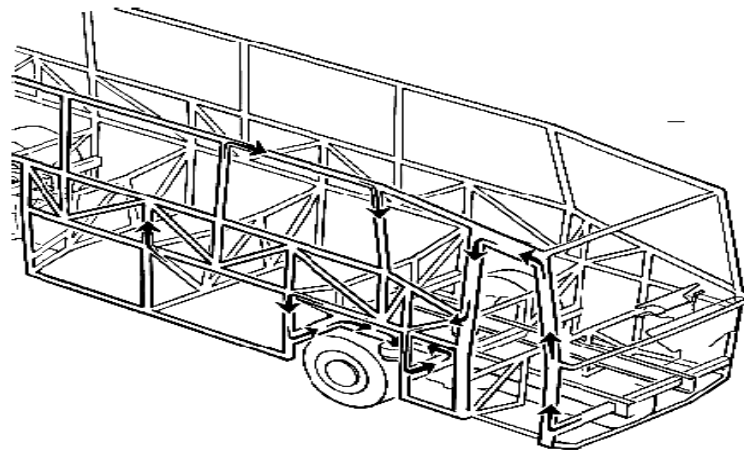


Figura 46 Fuerzas verticales que actúan en la parte frontal de la carrocería

Fuente: (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

El peso de los pasajeros y del equipaje se concentra en la sección entre los ejes. También aquí las fuerzas siguen el camino más rígido a los costados

de la carrocería y a los fuelles de la suspensión. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

3.2.4. Fuerzas longitudinales

Las fuerzas que generan los pasajeros y el peso del equipaje al frenar el vehículo han de transmitirse a través del suelo y de los soportes de este a los largueros para descender seguidamente a las barras de reacción. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

Las fijaciones del suelo han de hacerse de manera que sean capaces también de resistir las fuerzas longitudinales y transversales. Las fuerzas longitudinales aparecen normalmente al frenar el vehículo, pero pueden formarse también al pasar sobre los baches del pavimento. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

Al frenar el vehículo, la reacción del piso se trasmite a los costados de la carrocería donde es absorbido por las cuadernas y las ventanillas, especialmente si están escalonadas. Las fuerzas se reúnen en la parte inferior de los costados de la carrocería propagándose a través de las barras de reacción a las ruedas. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

En la mayoría de los casos se da al maletero forma de armazón. Su acoplamiento a las partes delantera y posterior del chasis es una parte vital del armazón total de la carrocería y es muy importante tener en cuenta las fuerzas que se originan en esta zona. Las fuerzas actuantes son longitudinales y terminan concentrándose en las barras de reacción, como se muestra en la Figura 47.

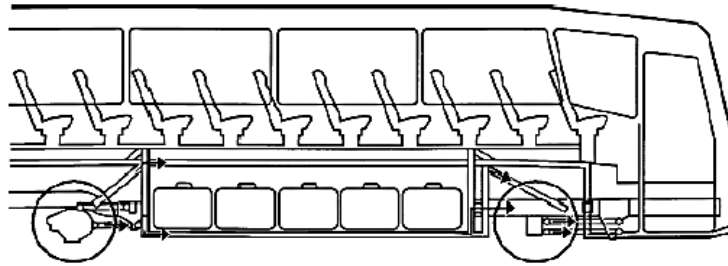


Figura 47 Fuerzas longitudinales que actúan sobre la carrocería

Fuente: (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

3.2.5. Fuerzas transversales

Las fuerzas transversales aparecen al tomar curvas y al cambiar de carril. La sección del techo es empujada hacia fuera, siendo frenado este movimiento por la parte inferior de la carrocería y por las ruedas. Las tensiones se originan en las vigas transversales del techo y las uniones del piso. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

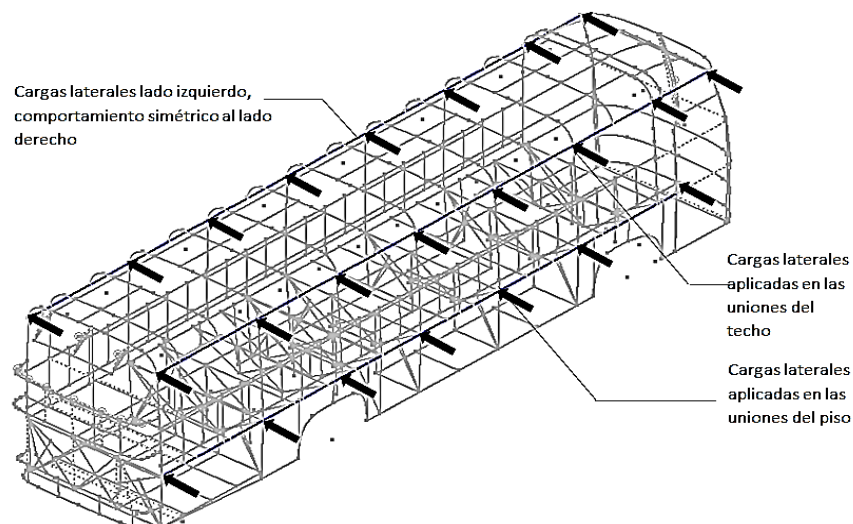


Figura 48 Comportamiento de cargas transversales en curvas

3.3. Cargas aplicadas a la carrocería de un bus

3.3.1. Cargas estáticas

Son cargas que invierten un tiempo considerable en aplicarse. Las cargas estáticas varían su magnitud de cero a los valores definitivos tan lentamente, que las aceleraciones que en estas condiciones reciben los elementos de las estructuras son despreciablemente pequeñas.

Las cargas estáticas aplicadas a la carrocería de un bus interprovincial deben ser soportadas por la estructura; estas cargas son las correspondientes a la carrocería y a los pasajeros incluidos su equipaje.

A. Carga muerta (CM)

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.



Figura 49 Carga muerta de un bus interprovincial
Fuente: (GAD Municipal Quevedo, 2015)

B. Carga viva (CV)

Corresponde a la carga por ocupación y se la considera como distribuida uniformemente en los respectivos elementos estructurales de la carrocería.



Figura 50 Carga viva aplicada a un bus

Fuente: (Balderas, 2013)

La carga viva es una carga externa movable sobre una estructura que incluye el peso de la misma junto con el mobiliario, equipamiento, personas, etc., que actúa verticalmente. También llamada carga variable.

3.3.2. Cargas dinámicas

Las cargas dinámicas originan modificaciones tanto en la magnitud de las tensiones como en las deformaciones a que dan lugar, afectando también la forma y límite de rotura de los materiales; se aplican en un período relativamente corto.

Las cargas dinámicas producidas por el impacto de un cuerpo en movimiento pueden originar en la estructura o en parte de ella efectos vibratorios. Si la carga dinámica se repite en forma periódica y su frecuencia coincide con el período de vibración del elemento, éste puede entrar en

resonancia. Cuando esto ocurre se originan deformaciones tan grandes que conducen al colapso de la estructura.

A. Carga de aceleración brusca (CAb)

Corresponde a la fuerza producida por la aceleración brusca del vehículo. (NTE INEN 1323, Ecuador, 2009)

La carga de aceleración brusca siempre se considera mucho menor en comparación a la carga de frenado brusco, puesto que por ejemplo: si se requiere acelerar de 0 a 90 Km/h conlleva un largo tiempo para autobuses incluso si se necesitara acelerar de urgencia; pero si se viaja a 90Km/h y por causa de emergencia o accidente se necesita frenar el autobús donde están en juego vidas humanas, se tiene pocos segundos para hacerlo, lo que implica tener mayores cargas de la instancia. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

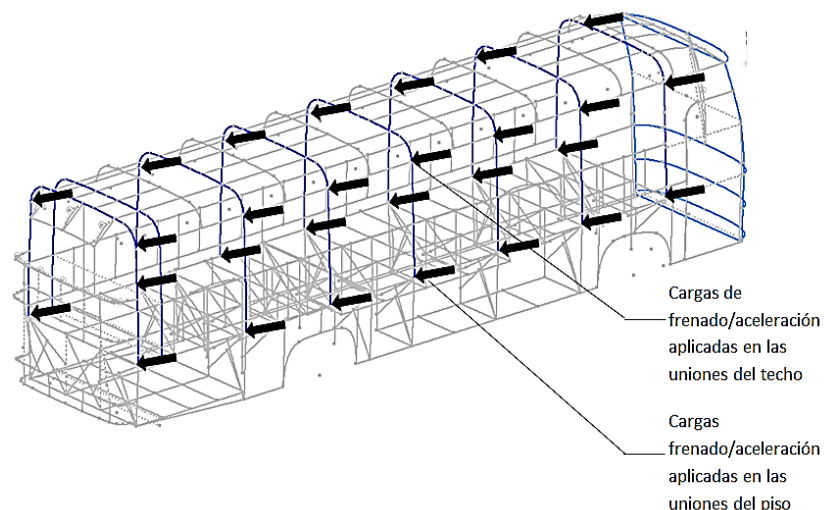


Figura 51 Cargas de aceleración brusca que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería

B. Carga de frenado (CF)

Corresponde a la fuerza producida por el frenado del vehículo; en el instante del frenado se recorre un espacio antes de detenerse, el cual es medido a partir del momento en que el conductor acciona el freno.

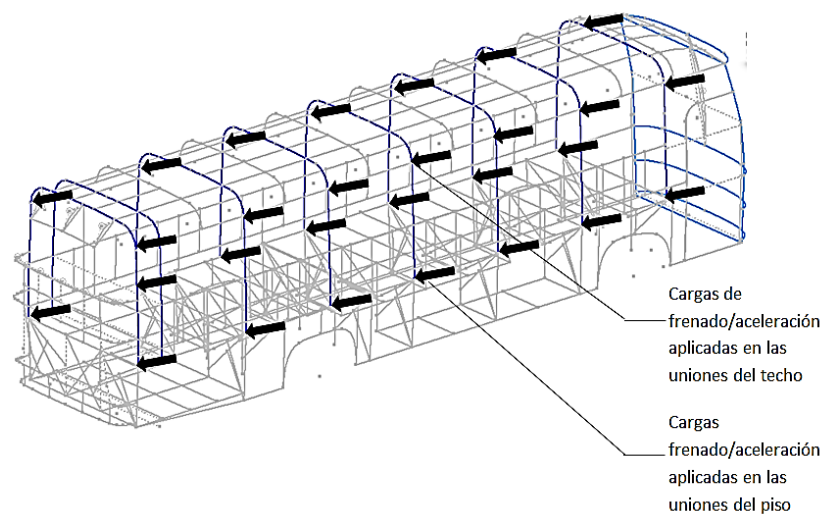


Figura 52 Cargas de frenado que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería

Cuando actúan los frenos de un vehículo, las fuerzas de inercia que lo impulsan a seguir su movimiento están aplicadas al centro de gravedad del mismo; como el centro de gravedad está situado, inevitablemente, a una cierta altura del suelo, crea un par de fuerzas que tiende a hacer girar a todo el vehículo sobre el eje delantero como si quisiera efectuar un salto mortal hacia adelante, tal como se indica en la Figura 53. Este efecto dinámico de las fuerzas de inercia sobre el vehículo se denomina transferencia de carga. (Martí Parera, 1992)

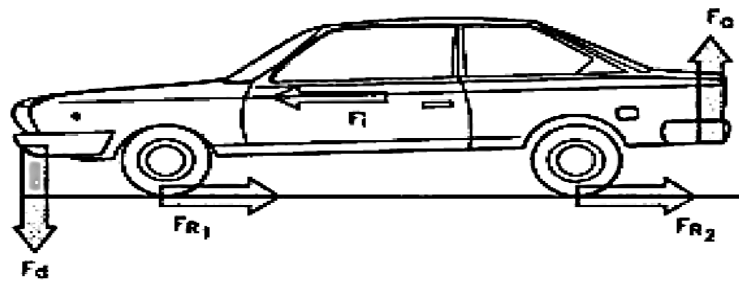


Figura 53 Fuerza de inercia aplicada en el centro de gravedad en el instante de frenado
Fuente: (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

C. Carga de giro (CG)

Corresponde a la fuerza producida por el giro de un vehículo. El automóvil, al describir una trayectoria curvilínea, se ve sometido a la fuerza centrífuga, como si se pusiera a girar en redondo sobre una circunferencia cuyo centro coincide con el centro geométrico de la curva de la carretera. Aunque no realice un giro de 360°, por pequeña que sea la longitud del trazado en curva de la carretera, aparece la fuerza centrífuga. (Andrade García & Méndez Canchig, 2012)

En la Figura 54 se muestra la carga de giro actuando sobre la carrocería.

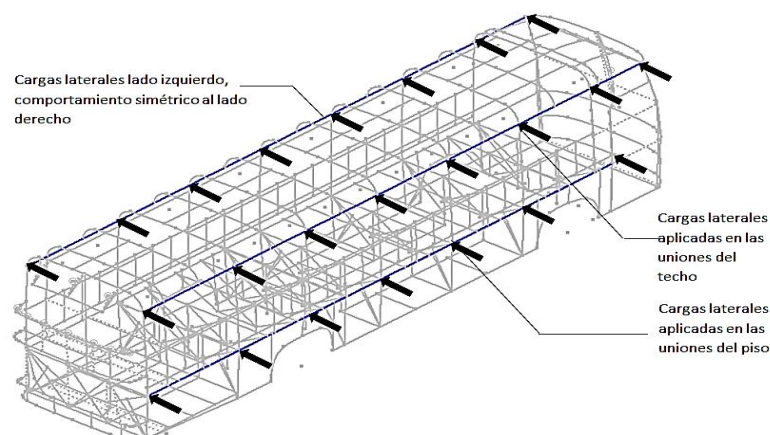


Figura 54 Cargas de giro que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería

D. Cargas por resistencia del aire frontal (CRAf)

Corresponde a la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal, como se muestra en la Figura 55.

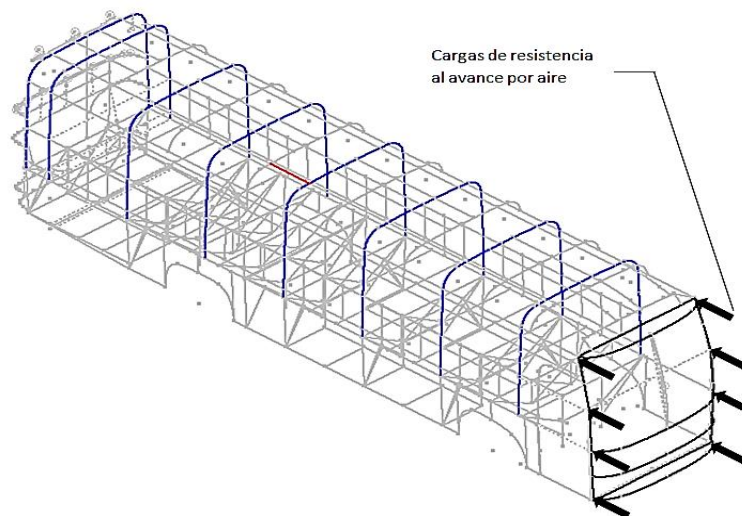


Figura 55 Cargas por resistencia al aire frontal que actúan sobre las uniones del piso y techo de la carrocería

3.4. Análisis y selección del software

Cuando se trata de lograr un resultado preciso de un estudio estático y dinámico, el análisis y la selección del software son de gran importancia.

Con la llegada de la computadora digital sofisticada se hace posible la creación de modelos matemáticos. Programas de tal generalidad se han creado para permitir el análisis de cualquier estructura. Estos programas permiten que el modelo de la estructura sea en dos o tres dimensiones, elástico o inelástico y de análisis estático o dinámico.

El software utilizado para el análisis estático estructural de la carrocería es el SAP2000 V18 (Versión DEMO), y en lo que respecta al análisis dinámico, el programa computacional empleado es el LS-DYNA de ANSYS (Versión DEMO).

3.4.1. Criterios de selección del software

Actualmente se emplean softwares y ordenadores de alto rendimiento para el diseño y análisis estructural de una carrocería. Estos potentes ordenadores y altamente sofisticados poseen la capacidad óptima de cálculo de operaciones matemáticas simples y muy complejas, con la finalidad de disminuir gastos computacionales y largas horas de trabajo.

Gracias al aporte de la informática que ha permitido la creación de programas de cálculos y de análisis estructural, se puede realizar un ensayo de impacto e incluso se puede visualizar el desplazamiento elástico o deformación de una carrocería que se encuentra sometida a varios tipos de cargas.

A. SAP2000 V18 (Versión Demo)



Figura 56 Presentación Software SAP2000 V18 (Versión DEMO)

SAP2000 es un programa extremadamente versátil y potente, con muchas características y funciones disponibles; es un software basado en elementos finitos para el análisis estático de estructuras. Ofrece una intuitiva y poderosa interfaz con muchas herramientas que ayudan en la rápida y correcta construcción de modelos estructurales. En la Figura 57 se observa la interfaz de SAP2000 V18.

Alternativas de selección

- Permite la creación de modelos basados en miembros estructurales que representan la realidad física.

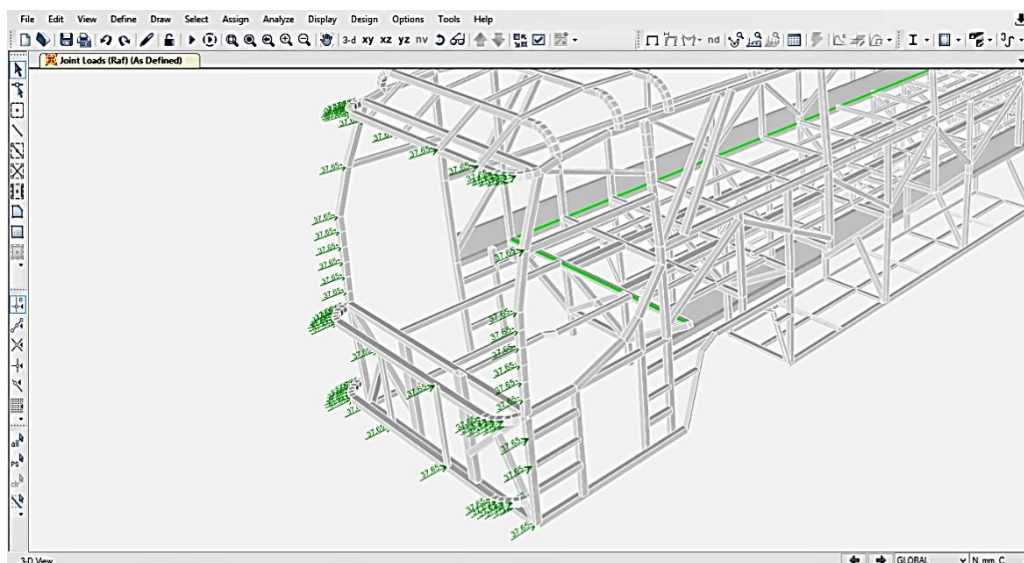


Figura 57 Interfaz SAP2000 V18 (Versión Demo)

- Realiza un mallado que permite asegurar que existe conectividad entre los elementos involucrados del sistema estructural.
- A través de su interfaz de usuario se puede definir, dibujar, seleccionar, asignar, analizar, desplegar y diseñar elementos o sistemas estructurales.

- Se puede definir, editar o agregar materiales y secciones de perfil a la estructura diseñada; además cuenta con una librería propia que dispone de perfilería acorde a las necesidades del usuario.
- Permite efectuar la aplicación de casos o combinaciones de cargas para tratar análisis estáticos.
- Genera diagramas de fuerzas resultantes de cada miembro estructural, acorde a las cargas establecidas para su análisis, de fácil interpretación.

B. SpaceClaim (Versión Demo)

SpaceClaim es el líder en soluciones 3D de modelado directo para el rápido diseño conceptual y la manipulación de cualquier geometría.



Figura 58 Software SpaceClaim (Versión Demo)

Alternativas de selección

- SpaceClaim permite crear modelos, reparar y editar archivos CAD importados, y demostrar las capacidades únicas y herramientas para la fabricación, el análisis, la impresión 3D y la ingeniería inversa.

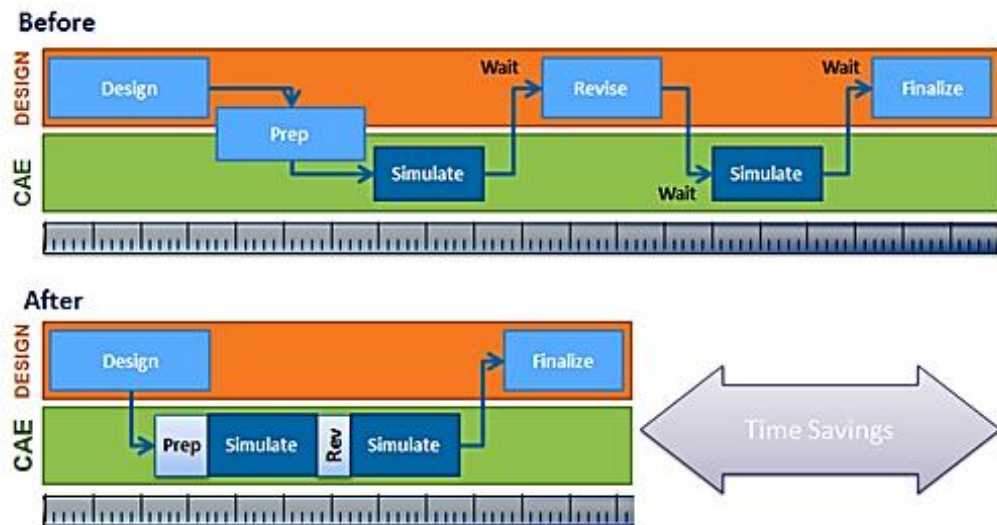


Figura 59 Esquemización del proceso de optimización del diseño
 Fuente: (©2015 ANSYS, Inc., 2015)

- Permite la realización de un modelado, sin necesidad de ser expertos en Diseño Asistido por Computador (CAD).
- Aumenta la capacidad CAE para hacer frente a las iniciativas de innovación.
- Permite la modificación de materiales, métodos de diseño y procesos de fabricación sin empezar desde cero.
- Permite la reutilización de partes y diseños existentes como punto de partida para los nuevos diseños.
- Proporciona a los analistas CAE las herramientas más fáciles y rápidas posibles para obtener una geometría lista para la simulación.
- Hace posible partir de dibujos 2D para convertirlos en modelos 3D. Ya sea que sólo se disponga de una imagen o un dibujo 2D descuidado.
- Con SpaceClaim, archivos STL y sólidos pueden ser fácilmente alterados para recrear modelos perfectos de piezas y accesorios.
- Para la ingeniería inversa, SpaceClaim es incomparable en términos de potencia, facilidad de uso y flexibilidad.
- Modificar la geometría de las piezas desgastadas.

C. Ansys LS-DYNA (Versión Demo)

ANSYS LS-DYNA combina el programa de elementos finitos explícitos LS-DYNA con el potente pre y postprocesador del programa ANSYS. El método explícito de la solución utilizada por LS-DYNA ofrece soluciones rápidas, grandes deformaciones dinámicas, problemas cuasi-estáticos con grandes deformaciones y múltiples no linealidades, y problemas de contacto/impacto complejas.

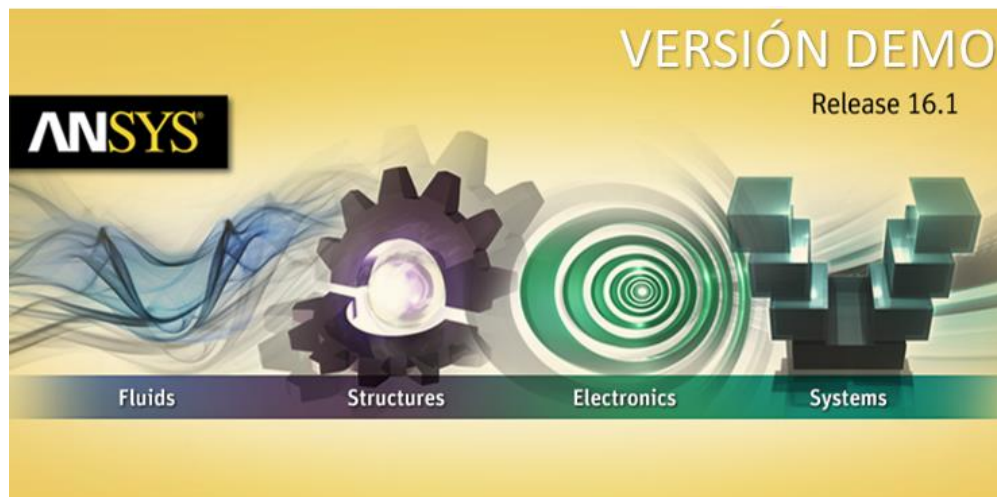


Figura 60 Software Ansys (Versión Demo)

Alternativas de selección

- ANSYS LS-DYNA permite predecir la confiabilidad de diseños estructurales mediante un análisis estático o dinámico, en torno a lo que sucede en el mundo real.

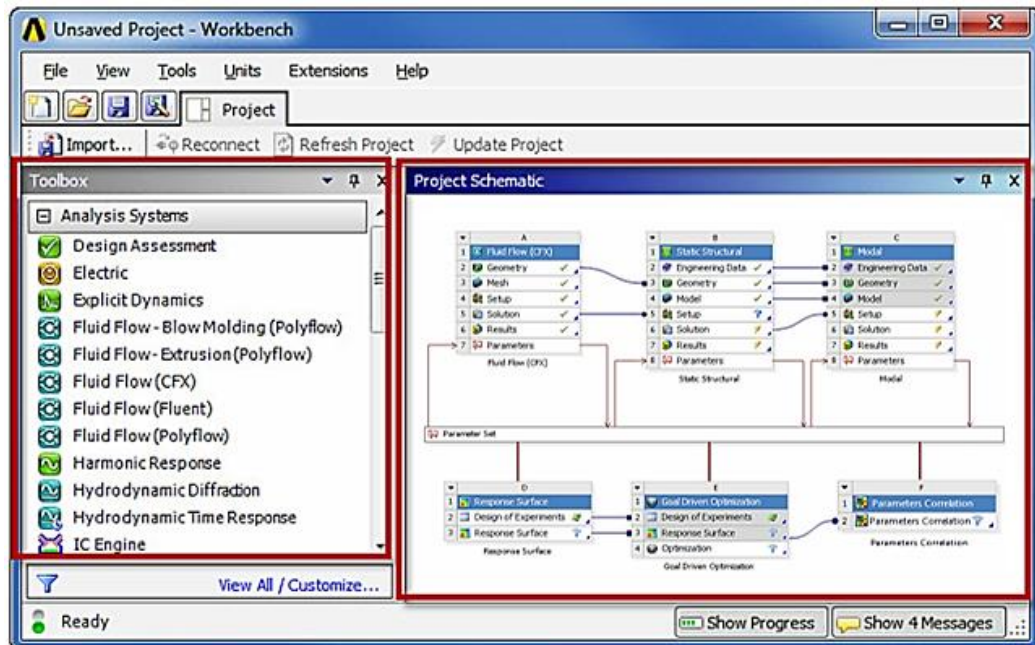


Figura 61 Interfaz ANSYS Workbench (Versión Demo)

- Permite la modificación de geometrías a través del módulo DesignModeler o SpaceClaim, pertenecientes a ANSYS.
- Permite la modificación y configuración de las propiedades tanto físicas, químicas o mecánicas del material, a través de la base de datos de Ingeniería (Engineering Data).
- La aplicación de condiciones de frontera (restricciones, masas, velocidades, etc.) también son parámetros que se pueden considerar en la configuración, dependiendo de tipo de estudio a realizar.
- Admite la visualización y configuración del mallado de todo sistema estructural.
- El uso de este módulo permite analizar la estructura obteniendo una solución dinámica explícita, y la verificación de resultados por medio de un posprocesador.

CAPÍTULO IV

METODOLOGÍA DE PRE-PROCESAMIENTO DEL ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO DE LA CARROCERÍA

4.1. Condiciones generales

En la metodología de preprocesamiento del análisis estático y dinámico se deben tener presente ciertas reglas que permiten definir un modelo apropiado y bien estructurado. Estas reglas se aplican dentro de algunas condiciones limitadas que se exponen más adelante. El acto de simular algo, primero establece la elaboración de un modelo que representa las características o comportamientos claves del sistema físico o abstracto seleccionado.

4.2. Pre-proceso del análisis estático

A continuación se describen los pasos del pre-proceso del análisis estático realizado con los datos de entrada de la estructura a analizar.

4.2.1. Asignación de materiales y perfiles estructurales

En la Figura 62 se muestra la asignación del Acero ASTM A500 a los elementos estructurales de la carrocería.

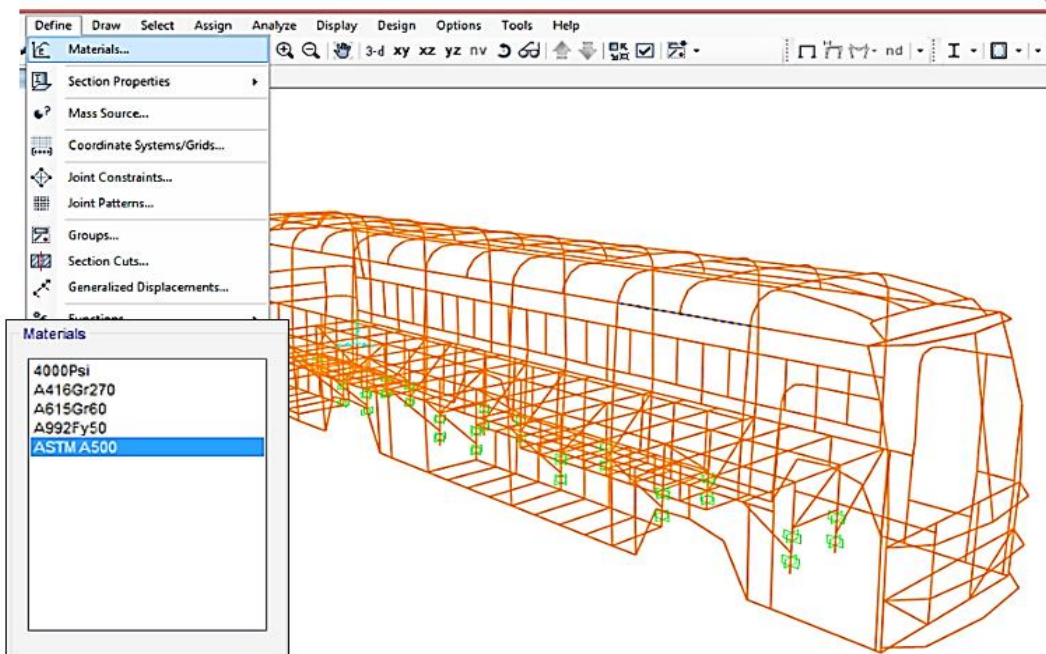


Figura 62 Asignación del material a la estructura en SAP 2000 V18

En la Figura 63 se observa los elementos que forman parte de la carrocería, se debe tener en cuenta la asignación del material planteado a cada miembro estructural.

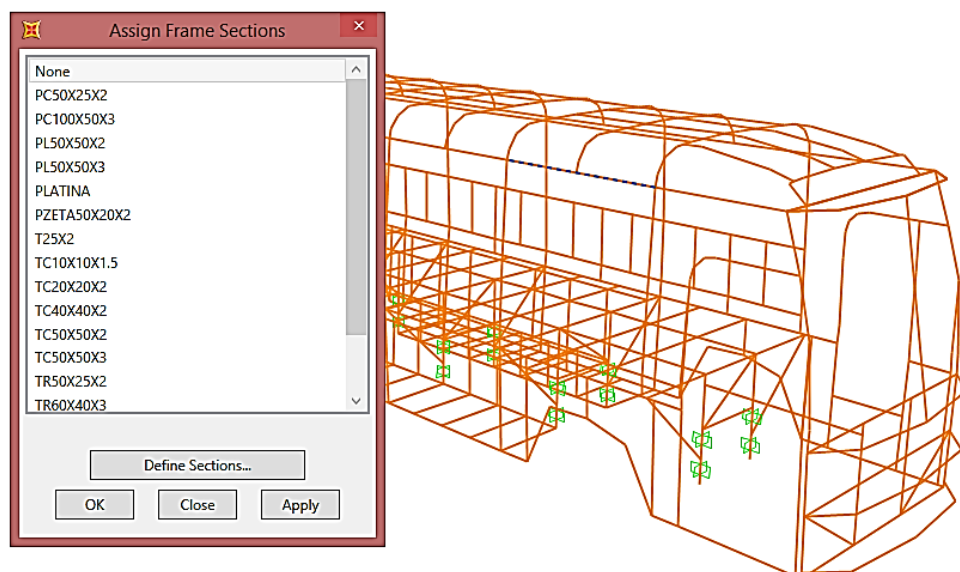


Figura 63 Asignación de perfiles estructurales a la carrocería en SAP2000

4.2.2. Asignación de cargas sobre la estructura

Las cargas estáticas y dinámicas para el análisis cuasi-estático de la carrocería son calculadas acorde a la información facilitada por la empresa Carrocerías Peres, sobre las características y propiedades del bus interprovincial.

Tabla 8
Cargas estáticas y dinámicas aplicadas en la carrocería
Cargas Estáticas

| | |
|---|--------|
| Carga muerta (N) | 105742 |
| Carga viva (N) | 42530 |
| Cargas Dinámicas | |
| Carga de aceleración brusca (N) | 67668 |
| Carga de frenado (N) | 67668 |
| Carga de giro (N) | 14330 |
| Carga por resistencia la aire frontal (N) | 2149 |

Las cargas estáticas se asignan a la carrocería acorde a las especificaciones establecidas en la norma NTE INEN 1323:2009.

En la Figura 64 se observa la asignación de las cargas estáticas sobre la estructura del bus; se encuentran distribuidas uniformemente sobre la plataforma, tal como lo especifica la norma.

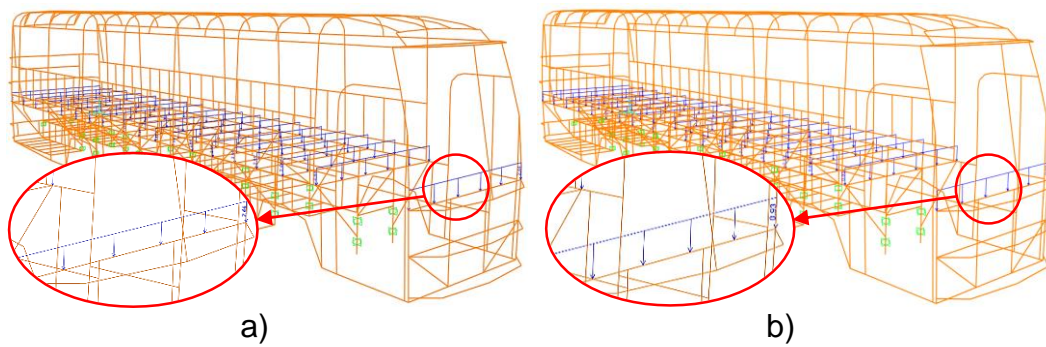


Figura 64 Asignación cargas estáticas sobre la plataforma; a) Carga muerta, b) Carga viva

En la Figura 65 se muestra la asignación de las cargas dinámicas sobre la carrocería. Este tipo de cargas actúan en forma transversal y longitudinal a través de los puntos de unión de la estructura.

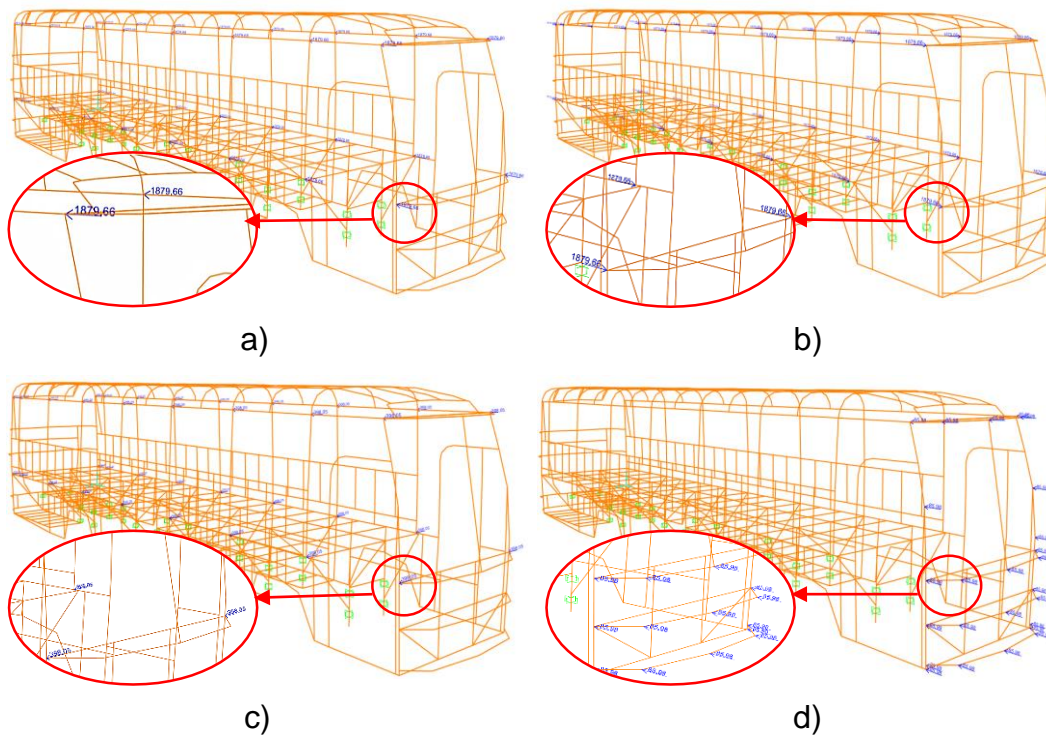


Figura 65 Asignación de cargas dinámicas, a) Carga de aceleración brusca, b) Carga de frenado, c) Carga de giro y d) Carga de resistencia al aire frontal

4.2.3. Asignación de soportes fijos a la estructura

Para la aplicación de los apoyos en la estructura, hay que tomar en cuenta que la carrocería se une al chasis de manera rígida, motivo por el cual los apoyos a ser aplicados deben ser de carácter fijo en rotación ($\phi_{xx} = \phi_{yy} = \phi_{zz} = 0$) y traslación ($\Delta x = \Delta y = \Delta z = 0$), esto se lo realiza debido a que en la realidad la estructura de la carrocería no debe separarse del chasis. En la Figura 66 se muestra la asignación de los soportes fijos sobre los puntos de unión pertinentes.

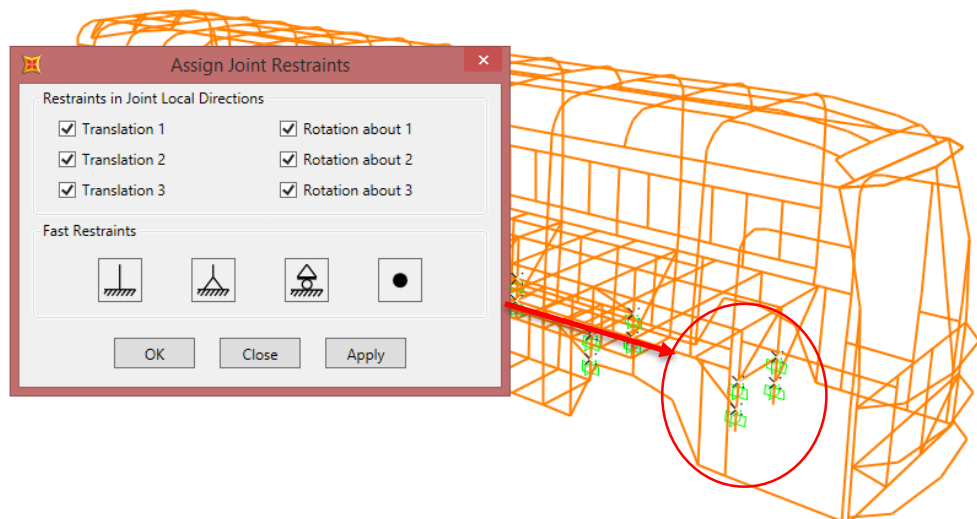


Figura 66 Asignación de puntos de apoyo sobre la carrocería

4.3. Pre-proceso del análisis dinámico

A continuación se detallan los pasos del pre-proceso del análisis dinámico realizado con los datos de entrada de la estructura, con la finalidad de preparar el modelo para la respectiva solución y postprocesado.

4.3.1. Modelado de los objetos de estudio

El éxito en los resultados del análisis estructural depende de la calidad de la geometría generada, la misma que no debe presentar errores, ya sea de contactos, interferencias, etc. La presencia de estos errores origina fallos en el estudio o resultados no fiables.

A. Modelado de la carrocería

En la Figura 67 se muestra el modelo de la estructura de la carrocería:

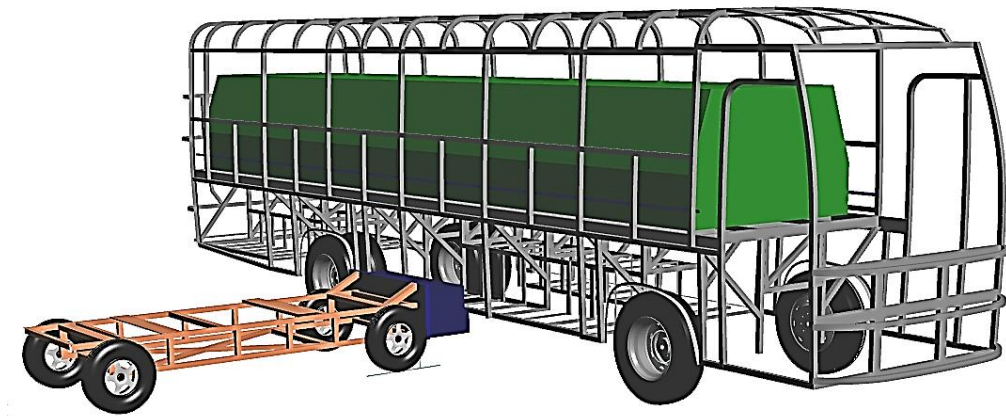


Figura 67 Modelado de la carrocería

Los perfiles estructurales de la carrocería son modelados como elementos tipo shell. El modelo se basa en el esqueleto del bus y un chasis simplificado; esta simplificación se lo realiza con la finalidad de disminuir el gasto computacional y el tiempo de cálculo en la simulación. Además, cabe recalcar que los elementos que se suprimen de la carrocería deben ser aquellos que no interfieran en los resultados del estudio a realizar.

B. BDM conforme a la Regulación ECE R95

La Barrera Deformable Móvil (BDM) es modelada acorde a los requisitos establecidos en la Regulación R95. En la Figura 68 se muestra el modelado de la BDM utilizado en la simulación de impacto lateral.

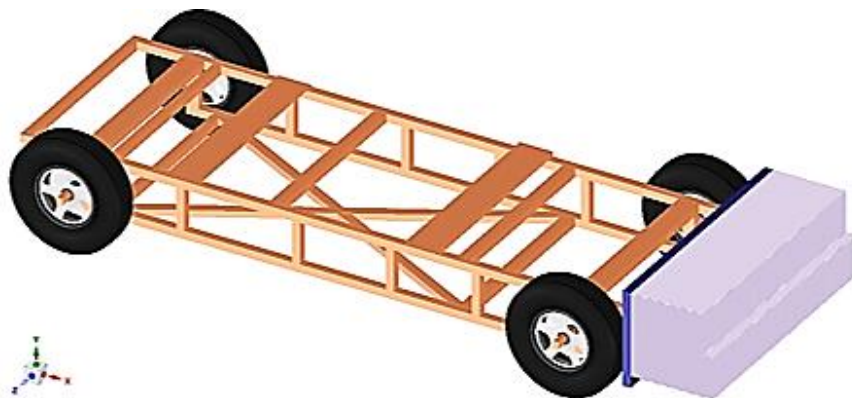


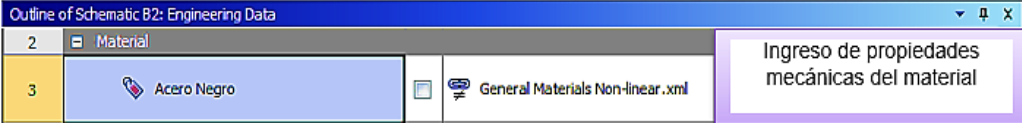
Figura 68 Modelado de la Barrera Deformable Móvil

La BDM es modelada con elementos tipo shell de manera simplificada tomando en consideración las dimensiones establecidas en la normativa R95 para ensayos físicos de impactos laterales en Europa. Está formada por dos cuerpos, la carreta móvil y el impactador, como elementos solidarios, para que al momento de la simulación se desplacen conjuntamente contra el vehículo de prueba.

4.3.2. Asignación del material

Los elementos estructurales de la carrocería están constituidos por el acero ASTM A500 y el impactador por una aleación de aluminio.

A través de la base de datos de ingeniería (Engineering Data) de ANSYS (Versión Demo) se puede aplicar los materiales en componentes o sistema de componentes a ser analizados en la simulación. En la Figura 69 y Figura 70 se muestran las propiedades del acero ASTM A500 y del aluminio, respectivamente.



Outline of Schematic B2: Engineering Data

2 Material

3 Acero Negro General Materials Non-linear.xml

Ingreso de propiedades mecánicas del material

Properties of Outline Row 3: Acero Negro

| | A | B | C | D | E |
|----|------------------------------|------------------------------|------------------------------------|---|---|
| 1 | Property | Value | Unit | | |
| 2 | Density | 7850 | kg m ⁻³ | | |
| 3 | Isotropic Elasticity | | | | |
| 4 | Derive from | Young's Modulus and Poiss... | | | |
| 5 | Young's Modulus | 2E+11 | Pa | | |
| 6 | Poisson's Ratio | 0,3 | | | |
| 7 | Bulk Modulus | 1,6667E+11 | Pa | | |
| 8 | Shear Modulus | 7,6923E+10 | Pa | | |
| 9 | Field Variables | | | | |
| 10 | Temperature | Yes | | | |
| 11 | Shear Angle | No | | | |
| 12 | Degradation Factor | No | | | |
| 13 | Bilinear Isotropic Hardening | | | | |
| 14 | Yield Strength | 320 | MPa | | |
| 15 | Tangent Modulus | 1,45E+09 | Pa | | |
| 16 | Tensile Yield Strength | 405 | MPa | | |
| 17 | Specific Heat | 434 | J kg ⁻¹ C ⁻¹ | | |

Figura 69 Propiedades del acero ASTM A500 en Engineering Data de ANSYS (Versión Demo)

El acero y el aluminio utilizados son materiales no lineales, debido a que la no linealidad del material está asociada con el comportamiento inelástico del material aplicado a los elementos de la carrocería del bus.

Outline of Schematic B2: Engineering Data

4 Aluminio General Materials Non-linear.xml Ingreso de propiedades mecánicas del material

Properties of Outline Row 4: Aluminio

| | A | B | C | D | E |
|----|------------------------------|------------------------------|------------------------------------|---|---|
| 1 | Property | Value | Unit | | |
| 2 | Density | 2,73 | g cm ⁻³ | | |
| 3 | Isotropic Elasticity | | | | |
| 4 | Derive from | Young's Modulus and Poiss... | | | |
| 5 | Young's Modulus | 69000 | MPa | | |
| 6 | Poisson's Ratio | 0,33 | | | |
| 7 | Bulk Modulus | 6,7647E+10 | Pa | | |
| 8 | Shear Modulus | 2,594E+10 | Pa | | |
| 9 | Field Variables | | | | |
| 10 | Temperature | Yes | | | |
| 11 | Shear Angle | No | | | |
| 12 | Degradation Factor | No | | | |
| 13 | Bilinear Isotropic Hardening | | | | |
| 14 | Yield Strength | 145 | MPa | | |
| 15 | Tangent Modulus | 5E+08 | Pa | | |
| 16 | Tensile Yield Strength | 152 | MPa | | |
| 17 | Specific Heat | 875 | J kg ⁻¹ C ⁻¹ | | |

Figura 70 Propiedades del aluminio en Engineering Data de ANSYS (Versión Demo)

4.3.3. Generación de malla

En el proceso de mallado de la carrocería se utiliza elementos cuadriláteros como dominantes en la discretización de la estructura y triángulos adicionales en las regiones donde se requiere que la malla tome forma, como por ejemplo, en las curvaturas de los arcos principales de la carrocería.

Una vez concluido el proceso de mallado se obtuvo 417550 nodos, 141860 elementos y 1,06 de relación jacobiana. En la Figura 71 se puede observar estos datos obtenidos en el mallado de la estructura.

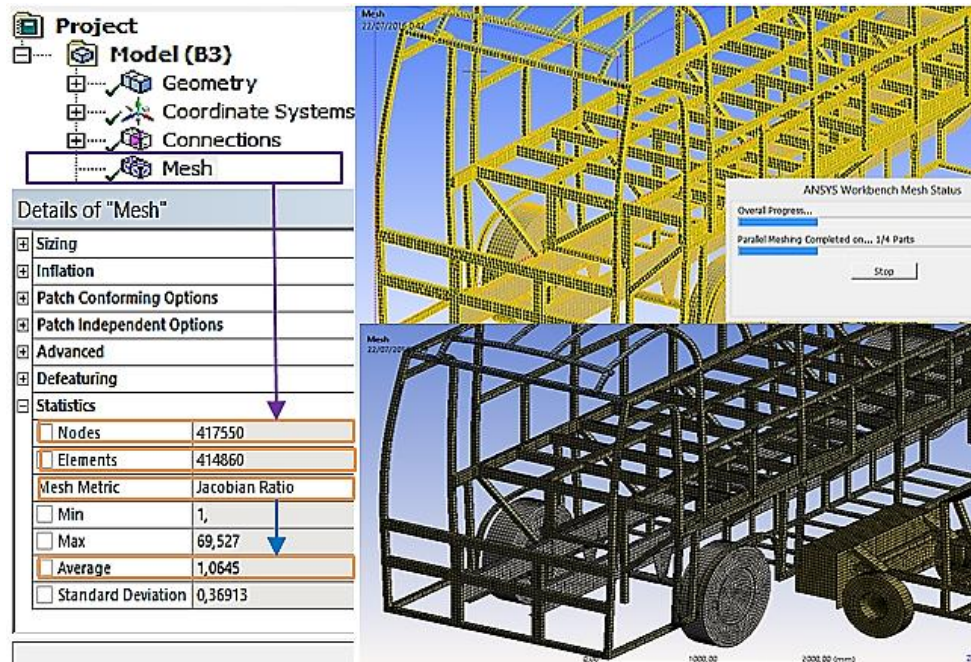


Figura 71 Mallado de la carrocería

En la Figura 72 se observa un gráfico estadístico del criterio jacobiano.

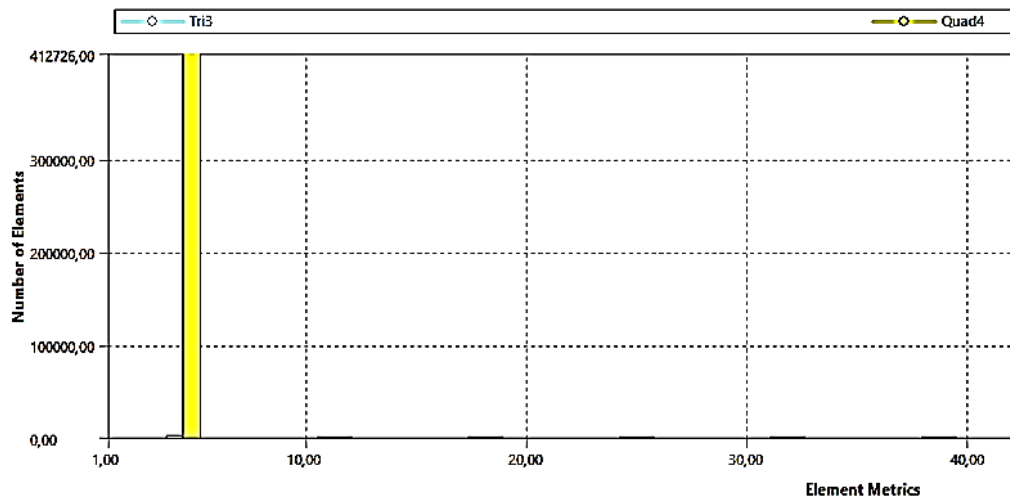


Figura 72 Gráfico estadístico del mallado de la carrocería de acuerdo al criterio de la relación Jacobiana

4.3.4. Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera, realmente representan las restricciones sobre una pieza real. Las restricciones externas se aplican a los nodos del modelo. Como mínimo, se deben aplicar las restricciones suficientes para eliminar todos los grados de libertad cinemática de la pieza y ponerla en equilibrio estático. Adicionalmente, las conexiones físicas de la pieza, con sus vecinos en el montaje, deben modelarse tan fielmente como sea posible. Las condiciones de frontera no deben permitir ni restringir deformaciones que no ocurrirían en la realidad. Si se aplican muy pocas condiciones de frontera, el sistema se subrestringe y los cálculos fallan. Si se aplican demasiadas condiciones de frontera, el sistema se sobre restringe y será demasiado rígido. (Norton, 2011)

A. Asignación de cargas sobre el armazón del bus

La aplicación de cargas a un modelo es similar al problema de aplicación correcta de las condiciones de frontera. Con frecuencia, se describen las cargas en modelos de forma cerrada como si estuvieran aplicadas en un punto. Esto también se logra con el FEA, ya que una carga es posible aplicarla en un nodo individual. Sin embargo las cargas reales están distribuidas sobre una porción finita de la pieza. Si en realidad se aplicara la carga en un punto, el esfuerzo local ahí sería infinito. (Norton, 2011)

Las cargas aplicadas en la estructura de la carrocería son de carácter estático y dinámico; el bus se encuentra en estado estacionario antes del impacto y mediante la simulación virtual por cargas de impacto lateral se lleva a cabo el análisis dinámico de la carrocería. Las cargas laterales se generan en el momento del impacto donde la BDM que lleva cierta velocidad colisiona contra la carrocería del bus.

Sobre la carrocería se aplica la masa distribuida que representa la masa de compensación del resto de componentes que conforman la totalidad del bus, esta masa aplicada es de 7627 kg. En la Figura 73 se muestra la aplicación de la masa distribuida sobre la plataforma del bus.

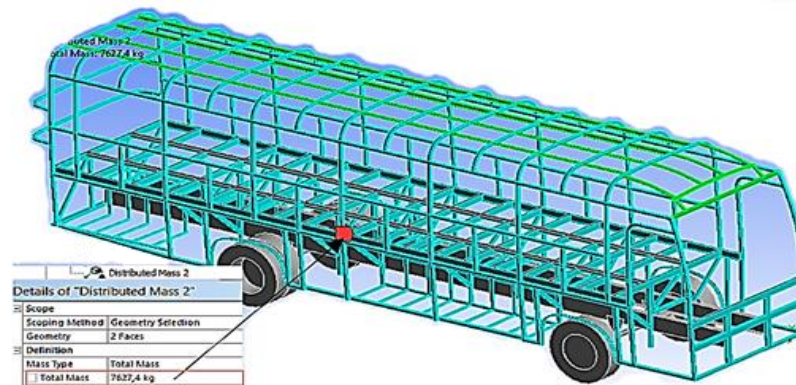


Figura 73 Masa distribuida aplicada en la plataforma

B. Asignación de apoyos a la estructura

Los soportes fijos son aplicados en los puntos específicos, con la finalidad de que al momento del ensayo virtual de impacto lateral, la estructura de la carrocería no se separe del chasis.

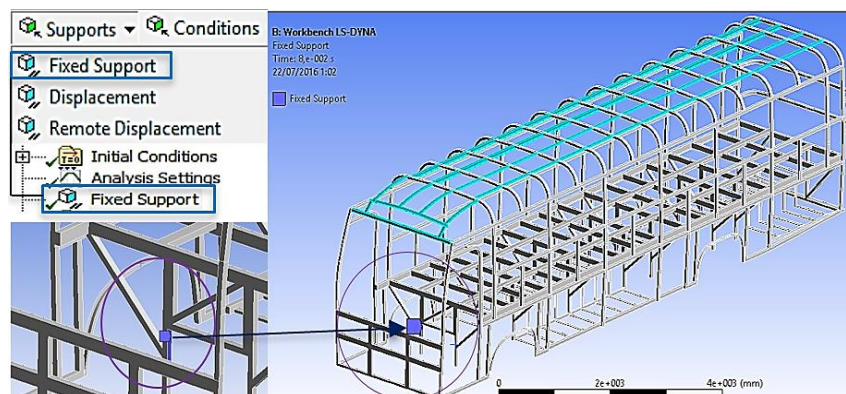


Figura 74 Configuración de los apoyos en la carrocería

C. Velocidad de la BDM

La velocidad con la que cuenta la BDM para la ejecución de la simulación de impacto lateral es de 50 km/h (13889 mm/s) como lo establece la regulación R95; este parámetro se lo configura a través del Módulo Workbench LS-Dyna de Ansys (Versión DEMO). Para la aplicación de la velocidad se selecciona todo lo que conforma la BDM. En la Figura 75 se muestra la configuración de la velocidad.

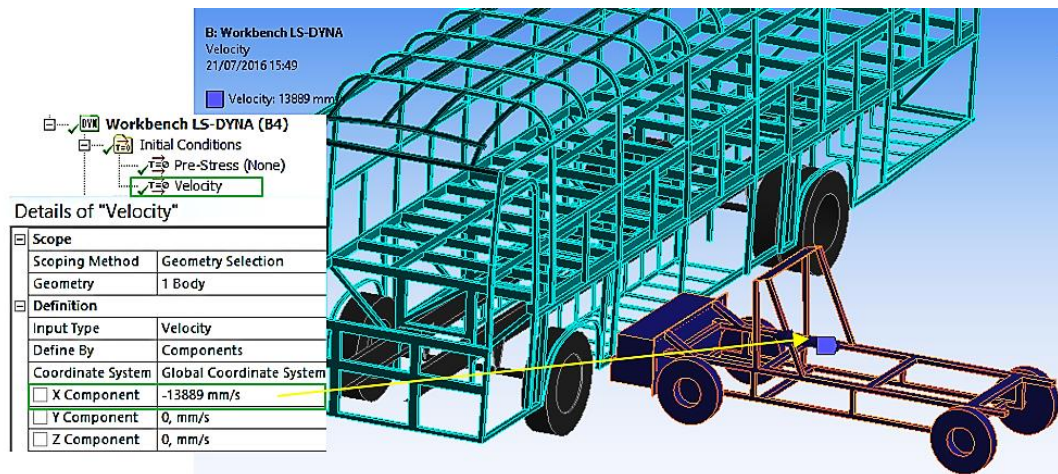


Figura 75 Velocidad aplicada a la BDM

4.4. Duración del impacto y formulación de Hourglass

El intervalo de tiempo para un impacto lateral entre dos vehículos, es de alrededor de 100 ms. Sin embargo, en el mundo real la duración de la colisión puede variar, dependiendo de las circunstancias del accidente y los tipos de vehículos implicados. En colisiones rígidas la duración del impacto puede estar más cerca de 70 a 90 mseg. A medida que aumenta la cantidad de aplastamiento, existe más distancia para que el vehículo se mueva durante la fase de colisión, dando como resultado más tiempo de impacto

para el ocupante. Mientras exista mayor rigidez en las estructuras de los vehículos involucrados en la colisión, esto provoca un choque más rígido con menos tiempo. (Lawrence, 2005)

El tiempo o duración del impacto utilizado en la simulación es de 80 ms. El tiempo de cálculo o solución es de aproximadamente 20 horas, la simulación se realizó en un ordenador Intel Core i7 a 3.4 GHz con una memoria RAM de 32 GB.

La formulación aplicada para el control de los modos de reloj de arena en el estudio estructural es la formulación Flanagan Belytschko Stiffness. El coeficiente de reloj de arena, utilizado por defecto en LS-DYNA es de 0,1; valor utilizado para producir el efecto de inflexibilidad elástica en la simulación.

En la Figura 76, se muestra la configuración del tiempo de impacto y el tipo de control de hourglass.

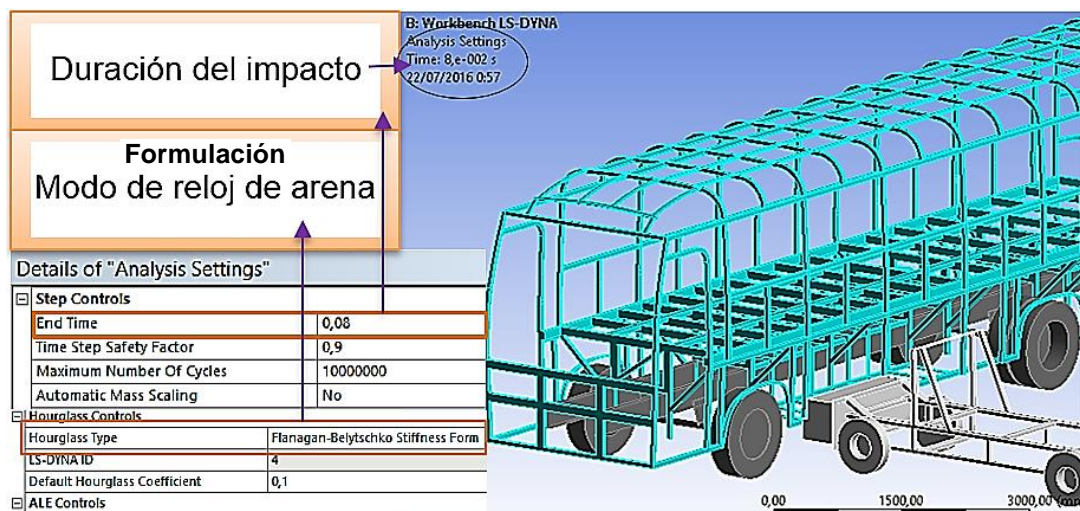


Figura 76 Configuración de duración del impacto y hourglass

CAPÍTULO V

ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. Pos-proceso del análisis estático

En este apartado se realiza la evaluación y representación de resultados del análisis estático de la carrocería.

5.1.1. Resultados obtenidos en base a las combinaciones de cargas según la Norma NTE INEN 1323:2009

Los resultados que se presentan a continuación están basados en el análisis cuasi-estático, que permite determinar la validación de la estructura. La Norma NTE INEN 1323:2009 establece que para el análisis cuasi-estático de la estructura de la carrocería se aplican cargas estáticas y dinámicas en base a combinaciones. En la Tabla 9 se muestran los valores de las combinaciones de cargas para el análisis cuasi-estático.

Tabla 9
Valores de las combinaciones de cargas (LRFD)

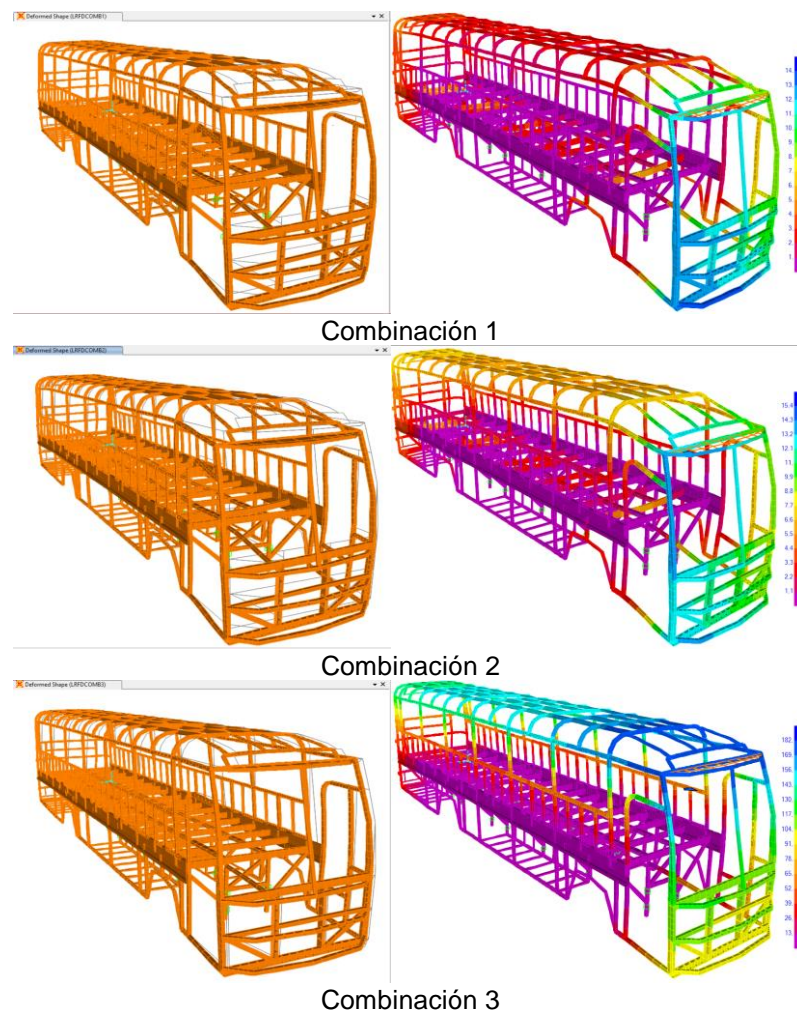
| | | |
|---------------|---------------------------|--------|
| Combinación 1 | 1,4CM+CV | 190569 |
| Combinación 2 | 1,2CM+1,6CV+0,5CG | 202103 |
| Combinación 3 | 1,2CM+0,5CV+1,6CG | 171083 |
| Combinación 4 | 1,2CM+1,6CF+0,8Craf | 236878 |
| Combinación 5 | 1,2CM+0,5CV+0,5CF+1,3CRaf | 184783 |

CONTINÚA



| | | |
|---------------|---------------------------|---------------|
| Combinación 6 | 1,2CM+0,5CV+1,5Cab | 203968 |
| Combinación 7 | 0,9CM-1,3Craf | 92374 |
| Combinación 8 | 0,9CM+1,3CRaf | 97962 |

El método de diseño que se emplea para el análisis cuasi-estático de la carrocería es el LRFD. A continuación en la Figura 77 se muestra la deformación que presenta la carrocería según las combinaciones de cargas del método empleado.



CONTINÚA



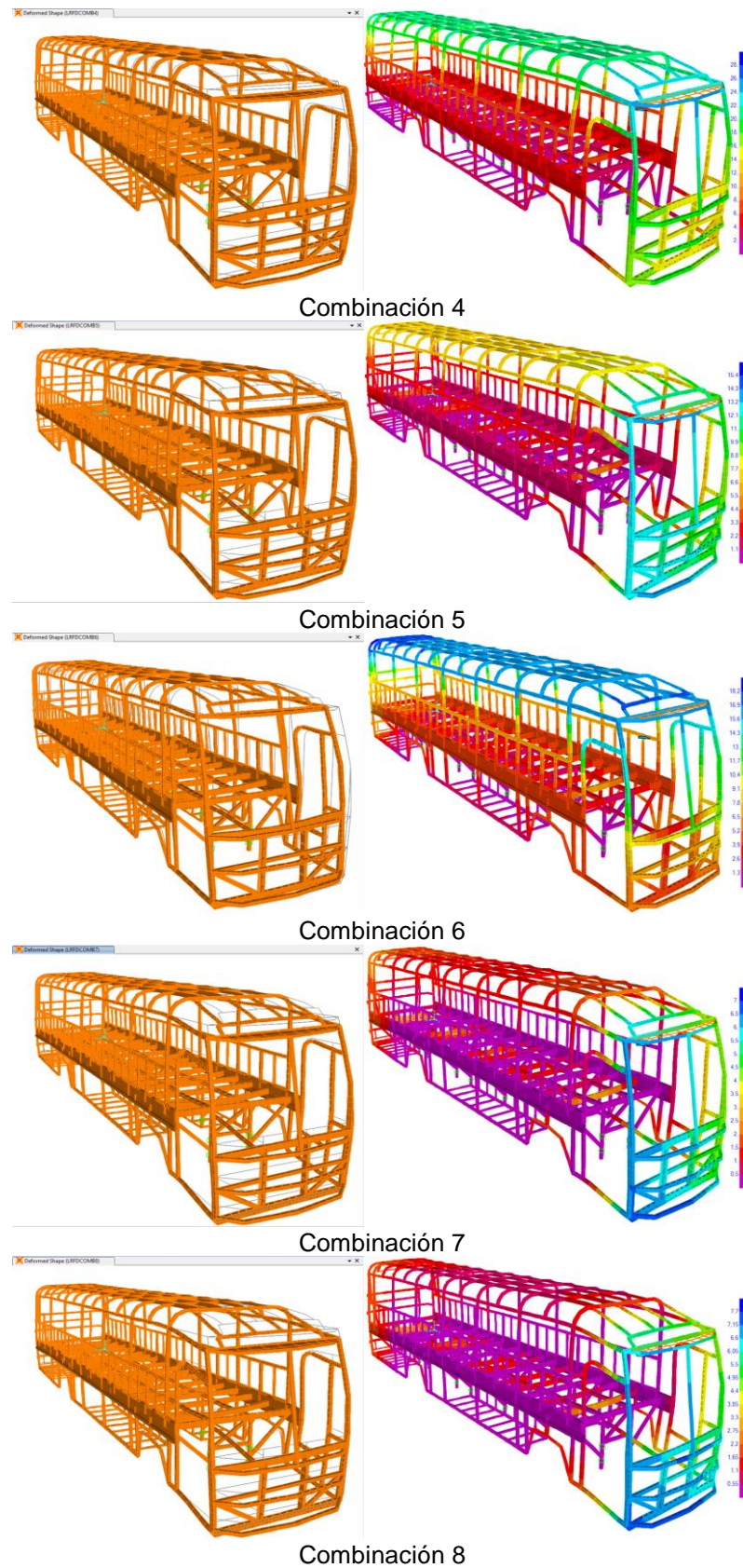


Figura 77 Deformación de la carrocería según las combinaciones de cargas del método LRFD de la NTE INEN 1323:2009

De acuerdo a los resultados obtenidos en la deformación de la carrocería, la combinación 3 del método LRFD presenta mayor deformación resultante; en base a esta combinación de carga se analiza la máxima deflexión que se produce en la carrocería y se verifica si cumple con lo estipulado en la norma, la cual establece que las cargas combinadas, según el método LRFD, deben alcanzar una deformación de todos los componentes de la estructura de la carrocería iguales o menores a $1/240$ veces su longitud.

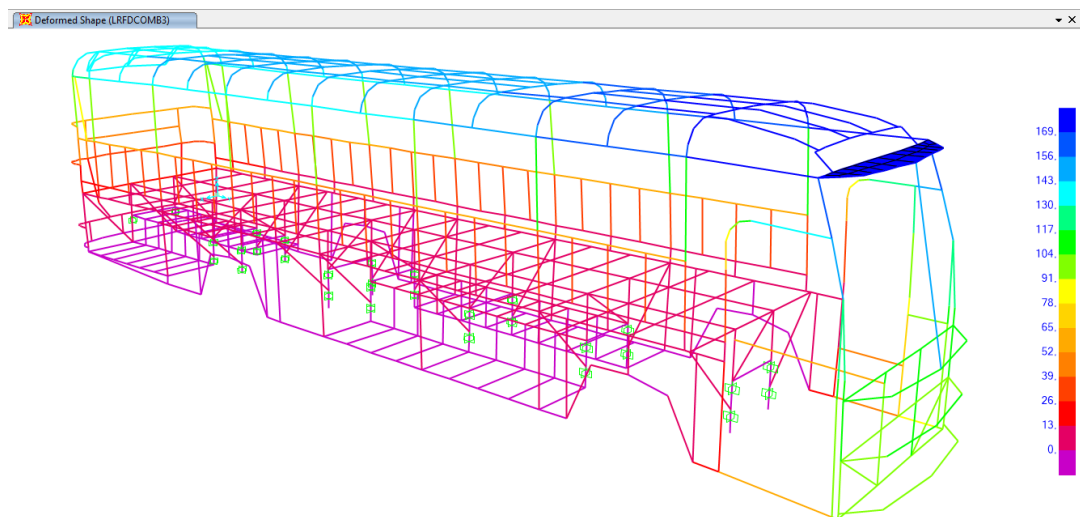


Figura 78 Deformación resultante máxima en base a la combinación 3 del método LRFD

A continuación se selecciona el elemento estructural que presenta la mayor deflexión. En la Figura 79 se muestra los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores sobre los elementos de la carrocería.

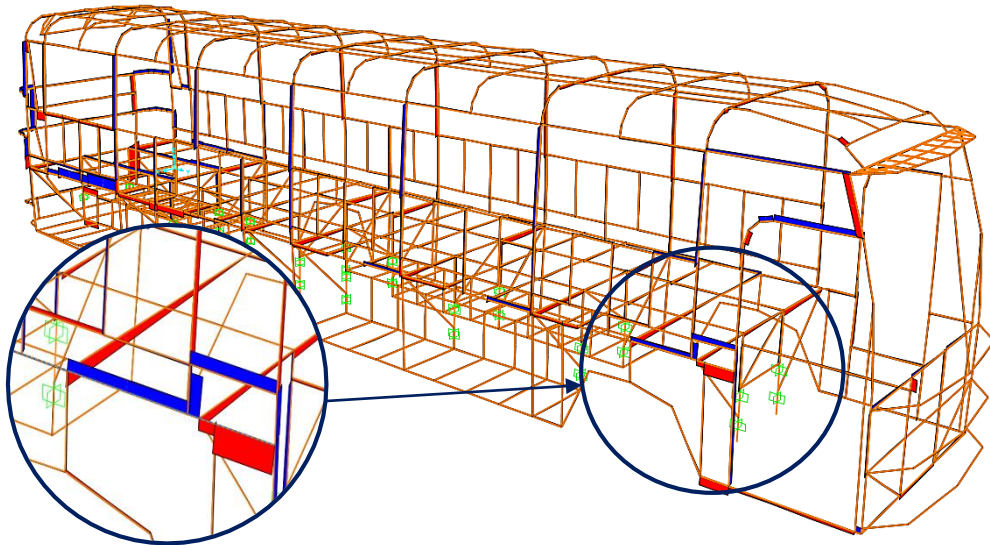


Figura 79 Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores sobre los elementos estructurales de la carrocería

En la Figura 79 se observa que el elemento estructural que presenta la mayor deflexión es el correspondiente al Zócalo de la carrocería, el cual posee una longitud de 10115 mm. En la Figura 80 se observa que la deflexión máxima obtenida a través de los diagramas es de 21,38 mm. A continuación se verifica si este valor cumple con la deformación igual o menor a 1/240 veces su longitud.

$$\text{Deformación del elemento estructural} = \frac{10115\text{mm}}{240} = 42,14\text{mm}$$

Como el valor obtenido de la deformación del perfil estructural de la carrocería es menor que lo establecido en la norma $\left(\frac{L}{240} = 42,14 > 21,38\right)$, la estructura cumple con el análisis cuasi-estático bajo las condiciones y parámetros de la NTE INEN 1323:2009.

En la Figura 80 se muestran los diagramas de las fuerzas cortantes, momentos flectores y deflexiones producidos en el zócalo de la carrocería.

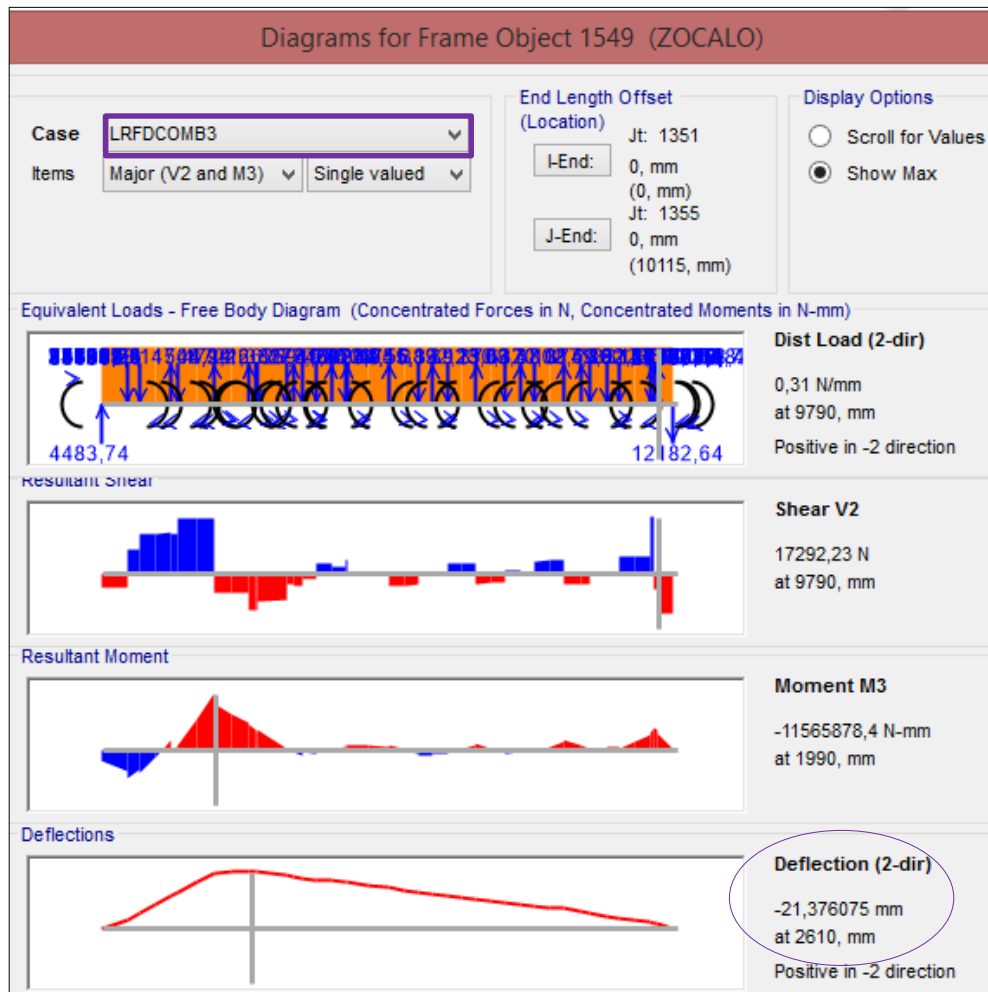


Figura 80 Diagrama de fuerzas cortantes, momentos flectores y deflexiones del elemento estructural que presenta mayor deformación

5.1.2. Resistencia de la estructura

A continuación se presenta la resistencia de la carrocería acorde a lo establecido en el apartado 5.1.5.1 de la Norma NTE INEN 1323:2009.

5.2. Pos-Proceso de análisis dinámico

A continuación se realiza la evaluación y representación de resultados del análisis dinámico de la carrocería.

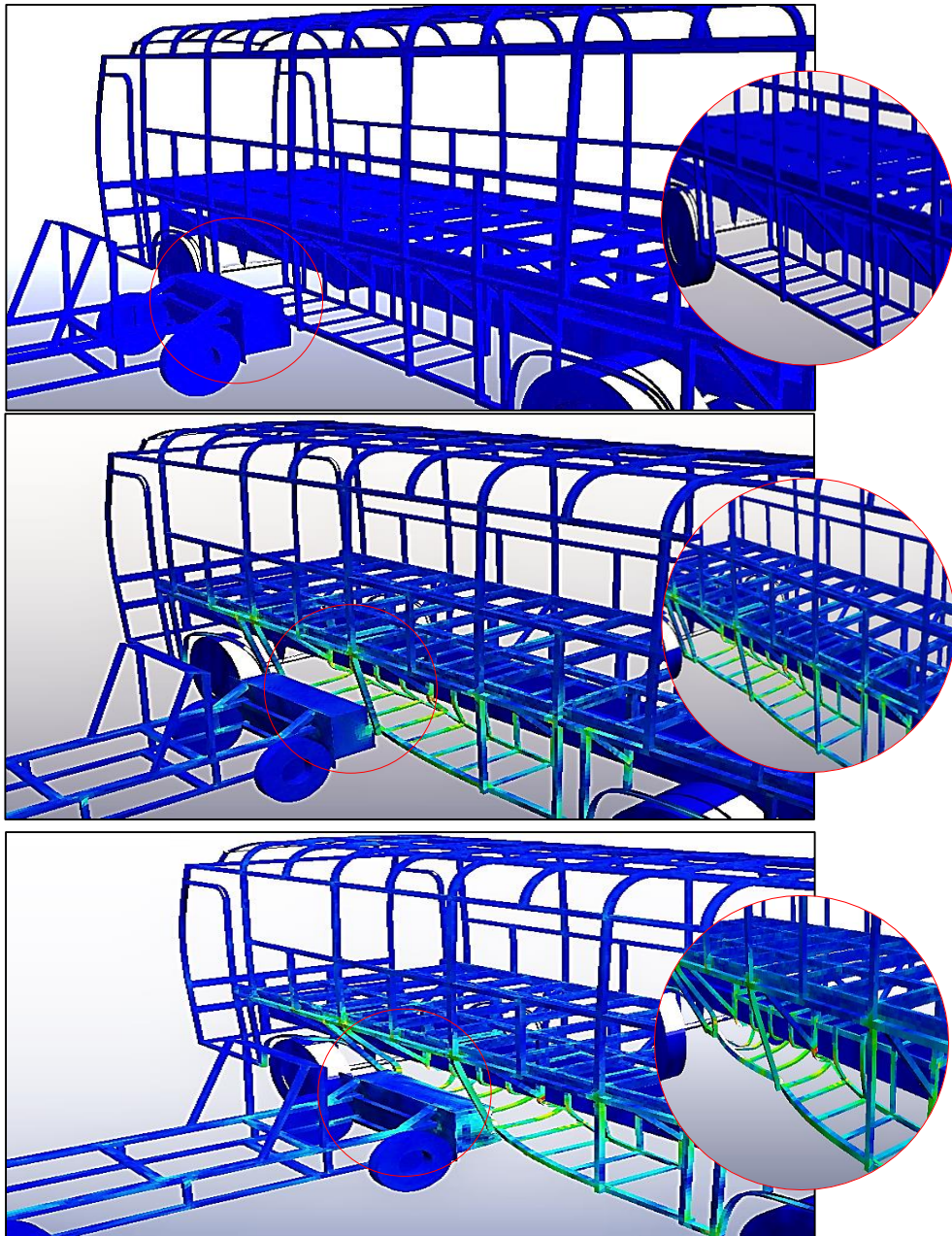
5.2.1. Simulación de la carrocería por el MEF

La simulación es la imitación de la operación de un proceso en el mundo real o del sistema en el tiempo.

El método de elementos finitos se basa en las discretizaciones que se generan en el modelo a analizar, dividiendo a todo el sistema en un sistema equivalente de muchos cuerpos más pequeños o unidades (elementos finitos) interconectados por puntos comunes llamados nodos o puntos nodales. A través de este método se puede analizar el comportamiento de la estructura, el margen de seguridad que presenta la carrocería a los ocupantes del vehículo e identificar la debilidad de la estructura con precisión.

En la Figura 83 se observa la secuencia de la simulación de la carrocería sometida a carga de impacto lateral como lo establece la Regulación ECE R95, la secuencia se lo realiza en intervalos de tiempo de 20ms para visualizar lo que acontece con la deformación de la estructura en el tiempo.

Vista Isométrica



CONTINÚA 

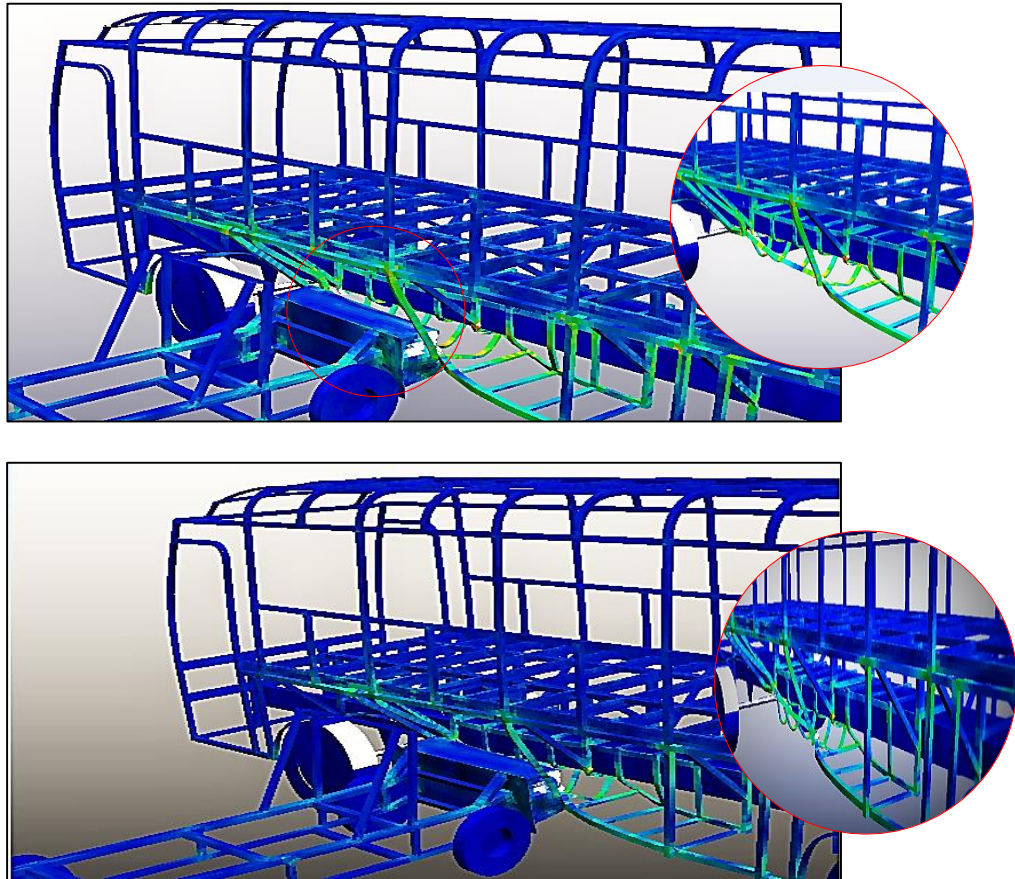


Figura 83 Simulación del impacto lateral en intervalos de 20 ms

5.2.2. Resultados obtenidos de la simulación por MEF

El procedimiento usado para el análisis estructural, es el método directo de rigidez (DSM) que utiliza elementos rígidos para calcular los desplazamientos nodales y las fuerzas internas que resultan de un conjunto de cargas externas aplicadas y condiciones de frontera. Las deformaciones se determinan a partir de los desplazamientos; y los esfuerzos, a partir de las deformaciones mediante la ley de Hooke. (Norton, 2011)

Los resultados obtenidos a través del post-procesamiento se exponen a continuación mediante gráficos y curvas que permiten analizar y evaluar la estructura de la carrocería.

En la Figura 84 se muestra el procesamiento de datos en ANSYS Mechanical APDL (Versión Demo) de la solución obtenida en Workbench LS-DYNA, esto se lo realiza con la finalidad de generar los resultados explícitos que pueden ser analizados en el postprocesador LS Pre-Post 4.2.

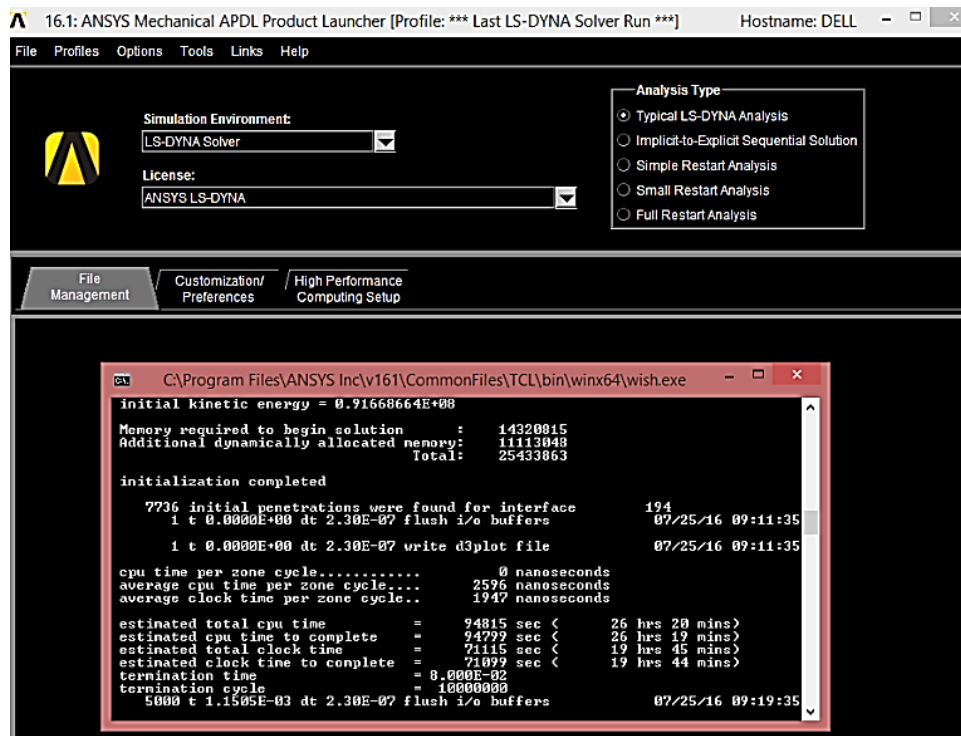


Figura 84 Procesamiento de datos en ANSYS Mechanical APDL

Una vez culminado el proceso de datos en ANSYS Mechanical APDL, se procede al ingresar los archivos (D3plot) generados al postprocesador LS Pre-Post 4.2 para la representación e interpretación de los resultados.

A. Validación del estudio virtual

Al realizar el análisis en dinámica explícita con elementos de integración reducidos, siempre es importante determinar si los efectos de hourglassing

han degradado significativamente los resultados. Como norma general, la energía hourglassing no debe superar el 10% de la energía interna como se explica en la sección 2.4.2. A continuación en las Figuras 85 y 86 se muestran los diagramas de la energía interna y de la energía de Hourglass por deformación producidos durante el impacto.

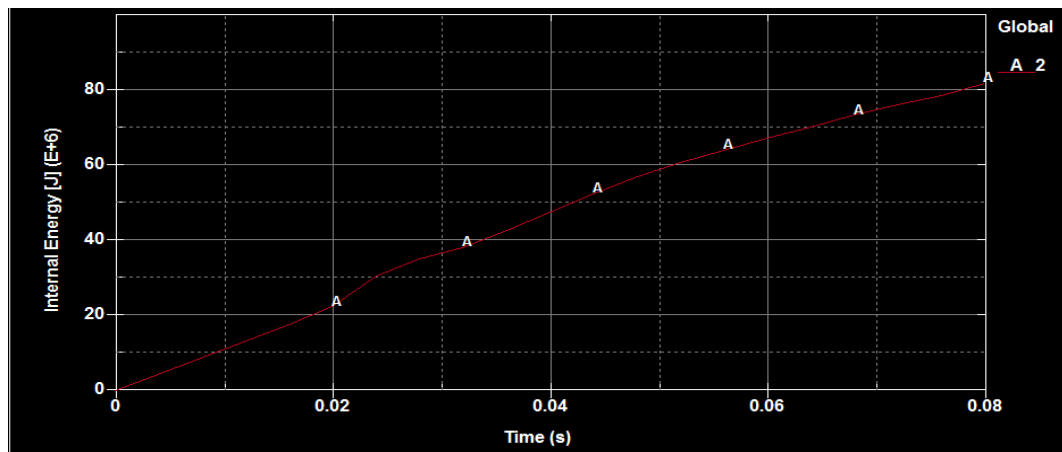


Figura 85 Diagrama de la Energía Interna por deformación de la estructura

De acuerdo al diagrama de la Figura 85, el valor de la Energía Interna producido durante el impacto es de 82×10^6 Joules.

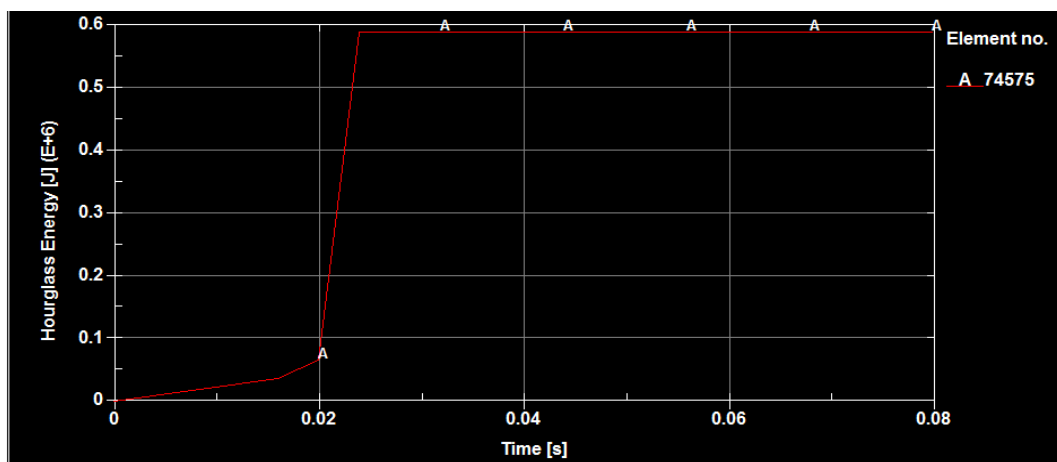


Figura 86 Diagrama de la Energía Hourglass producida en el impacto

Del diagrama de la Figura 86, se determina que el valor de la Energía Hourglassing producido durante el impacto es de 0.59×10^6 Joules.

- Cálculo de la relación entre la Energía de Hourglass y la Energía Interna:

$$H = \frac{.Hourglass}{E.Interna} * 100\%$$

$$H = \frac{0,59 \times 10^6 J}{82 \times 10^6 J} * 100\%$$

$$H = 0,72 \%$$

$$H < 10 \%$$

Como la relación de energías obtenida es menor del 10%, el estudio estructural se considera válido; los resultados son aceptables bajo las condiciones y las características establecidas en el ensayo virtual.

La energía total producida en el estudio estructural se mantiene constante, es decir, la energía total es la misma antes y después del impacto, lo cual indica que la energía producida en el impacto se disipa por medio de fenómeno de energía de deformación (energía interna). En la Figura 87 se observa el comportamiento de la Energía total producida en la carrocería durante el ensayo virtual de impacto lateral.

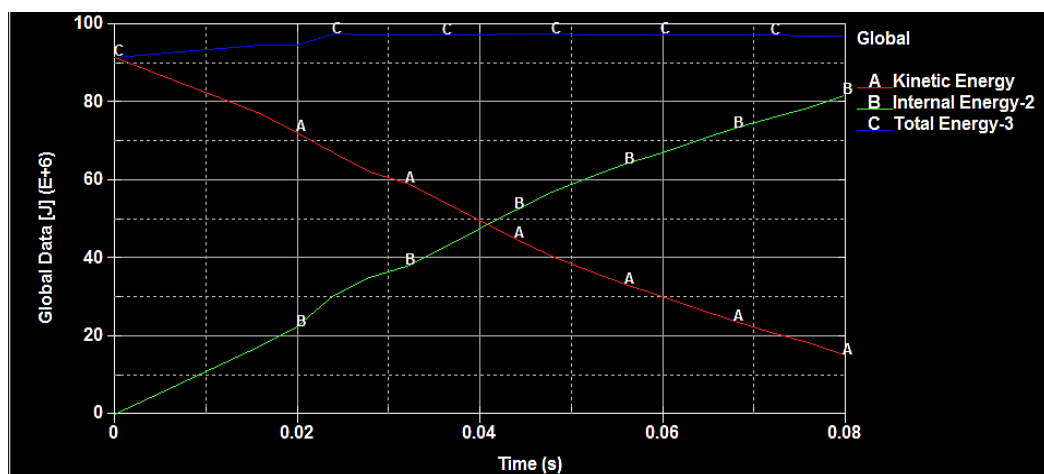


Figura 87 Balance de Energías producidas durante el impacto

B. Deformación direccional de la carrocería

La deformación de la estructura de la carrocería producida después del impacto lateral se muestra en la Figura 88, se observa que el desplazamiento direccional en el eje X (dirección del impacto) presenta un valor máximo de 713 mm.

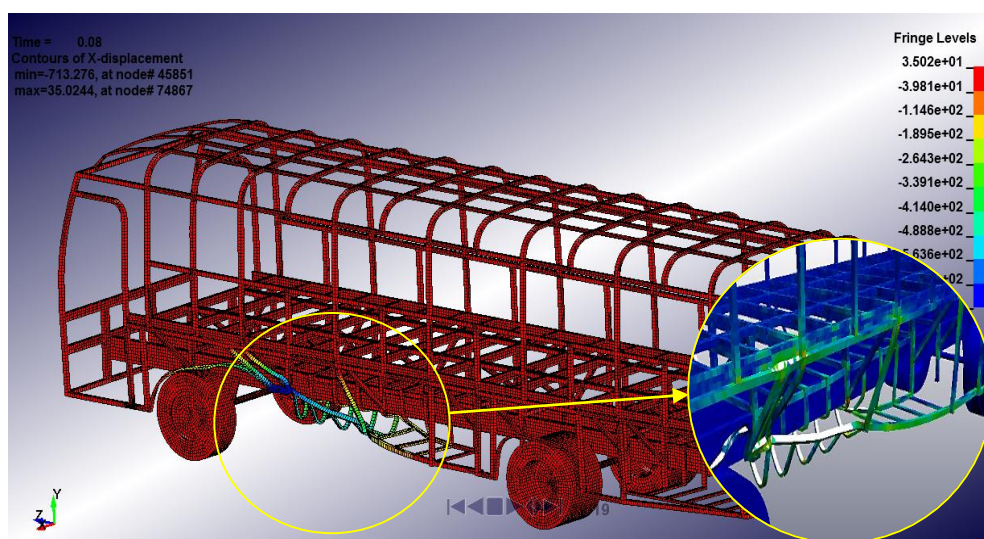


Figura 88 Deformación direccional de la estructura en el eje X

Análisis de elementos críticos

Para analizar el comportamiento de la estructura de la carrocería respecto a la deformación direccional en el eje X, se elige cuatro elementos finitos de la zona crítica, con la intención de observar sus comportamientos bajo consideraciones del esfuerzo de Von Mises y de desplazamiento.

Los elementos discretos seleccionados en esta zona crítica por deformación son: 56820, 75365, 75366 y 93894. En la Figura 89 se observa los elementos a ser analizados.

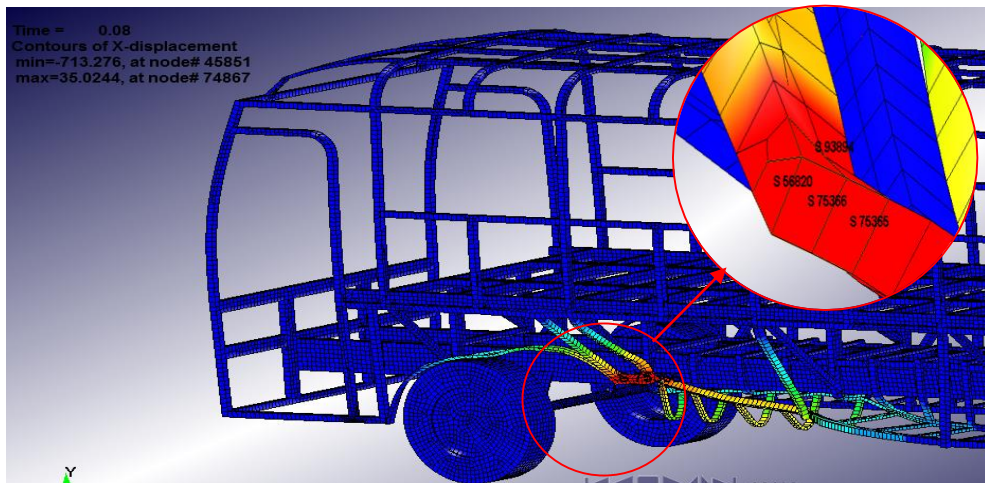


Figura 89 Elementos seleccionados para la adquisición de resultados por deformación

En la Figura 90 se observa que en el intervalo de tiempo de 20 ms después de iniciado el impacto, los cuatro elementos se comportan de manera muy parecida; en el intervalo de tiempo de 20 a 80ms los valores de los esfuerzos se elevan de tal manera que en el elemento 75366 es de 325 MPa, en el elemento 75365 de 330 MPa, en el elemento 56820 de 335 MPa y en el elemento 93894 de 345 MPa; además se puede observar que los elementos experimentan oscilaciones después de la zona proporcional, debido a que las fuerzas internas de cada elemento generadas al tratar de equilibrar el sistema alteran las fuerzas internas del elemento contiguo.

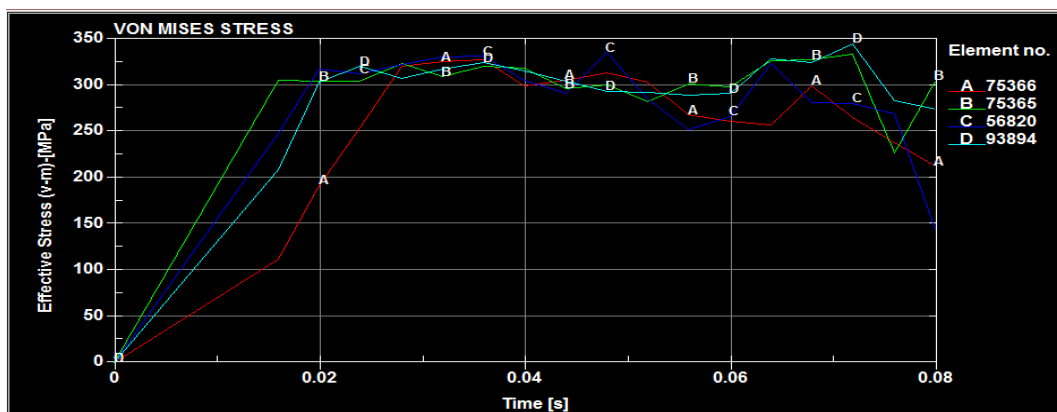


Figura 90 Diagrama del esfuerzo efectivo de Von Mises en los elementos seleccionados

En la Figura 91 se muestra el comportamiento de los elementos seleccionados respecto al desplazamiento resultante en el tiempo.

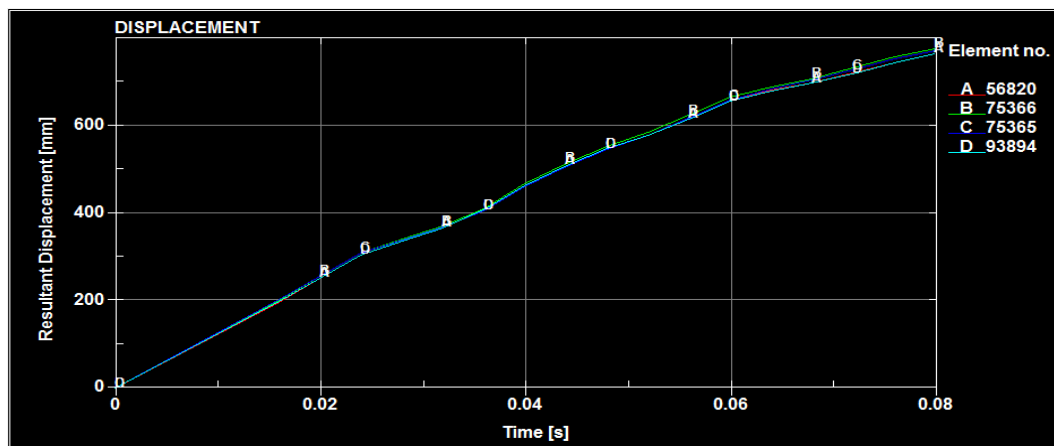


Figura 91 Diagrama del desplazamiento resultante en los elementos seleccionados

En la Figura 92 se muestran las curvas esfuerzo vs deformación de los elementos seleccionados, obtenidos del cruce de los diagramas de las Figuras 90 y 91.

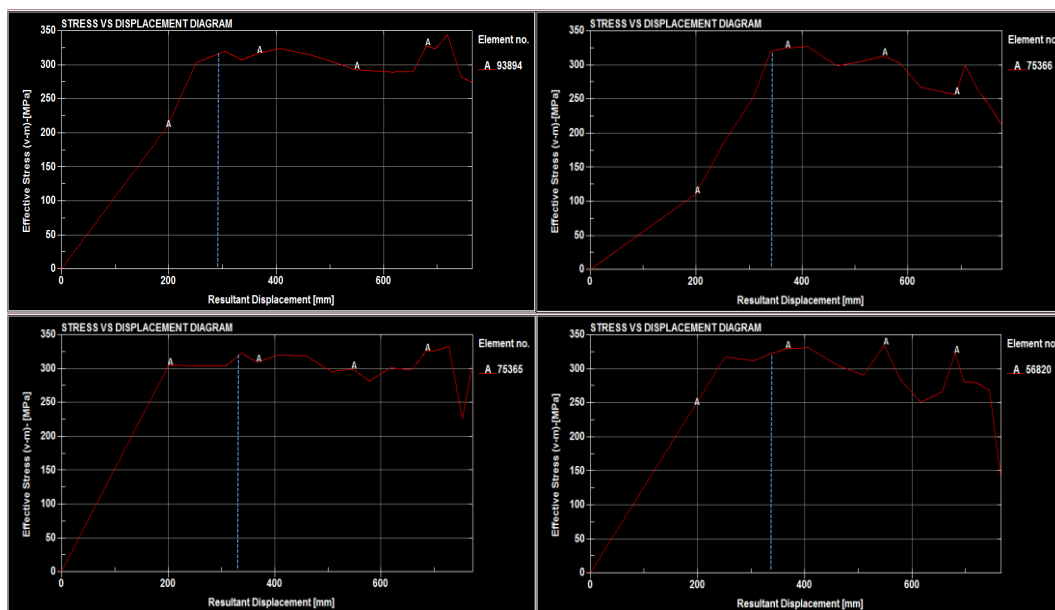


Figura 92 Diagramas esfuerzo vs deformación de elementos críticos seleccionados basados en la deformación direccional de la estructura

A continuación se analiza el comportamiento del elemento crítico.

De acuerdo a la Figura 92, en el diagrama esfuerzo vs deformación del elemento crítico 93894 se observa que el límite de resistencia a la cedencia (S_y) se alcanza cuando el elemento se ha deformado 300mm en un tiempo de 30 ms; el elemento colapsa en la zona plástica por deformación, debido a que se ha superado el valor S_y , donde el esfuerzo producido es de aproximadamente 345 MPa; el colapso del elemento se origina a los 71ms, tiempo en el que este experimenta una disminución burda en el esfuerzo.

C. Esfuerzo Efectivo de Von Mises

El esfuerzo efectivo máximo de Von Mises producido en el estudio estructural se suscita en el elemento 74575. En la Figura 93 se observa la concentración del esfuerzo en la parte lateral de la carrocería a consecuencia del impacto.

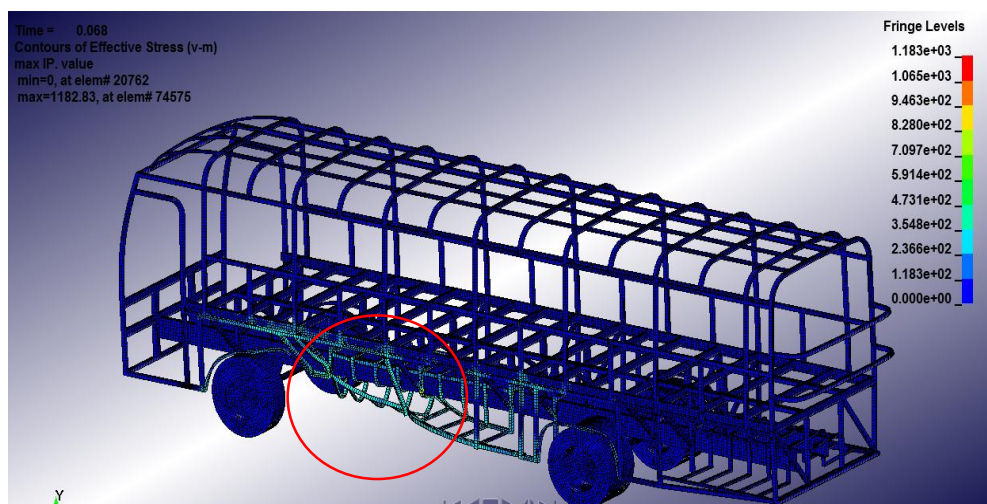


Figura 93 Distribución del esfuerzo de Von Mises en la estructura

Análisis de elementos críticos

Para analizar el comportamiento de la estructura de la carrocería respecto al esfuerzo de Von Mises, se elige cuatro elementos finitos de la zona crítica, con la intención de determinar su comportamiento.

Los elementos discretos seleccionados en la zona crítica por deformación son: 74560, 74561, 74575 y 74982. En la Figura 94 se observa los elementos a ser analizados.

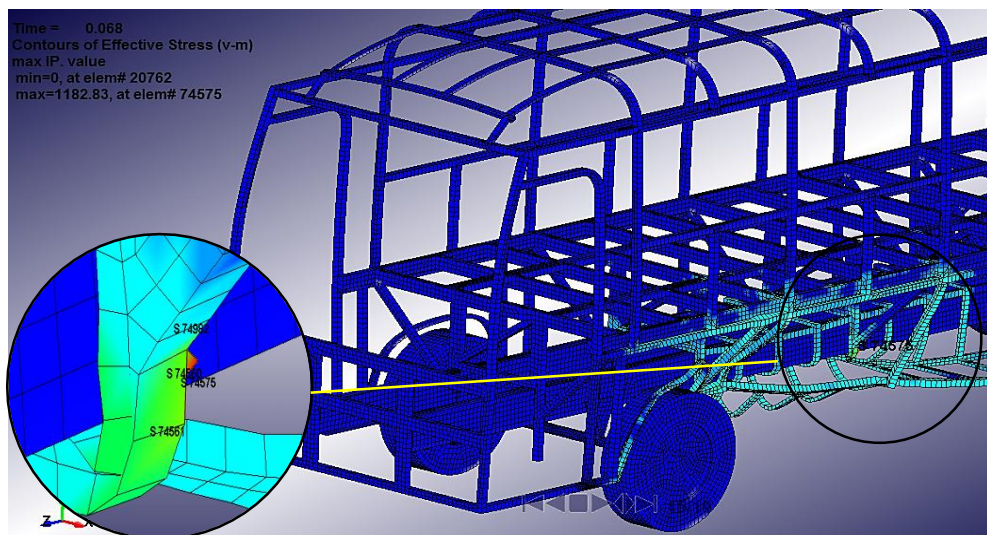


Figura 94 Elementos seleccionados para la adquisición de resultados por esfuerzo de Von Mises

En la Figura 95 se observa que en el intervalo de tiempo de 20 ms después de iniciado el impacto, el comportamiento de los cuatro elementos es similar; en el intervalo de tiempo de 20 a 80ms los valores de los esfuerzos se elevan de tal manera que en los elementos 74560, 74561, 74575 y 74982 el esfuerzo es mayor a la resistencia última del material (430 MPa); además se puede observar que los elementos experimentan fluctuaciones después de la zona proporcional, debido a la variación de las fuerzas internas que se producen en cada elemento en el transcurso del tiempo de impacto.

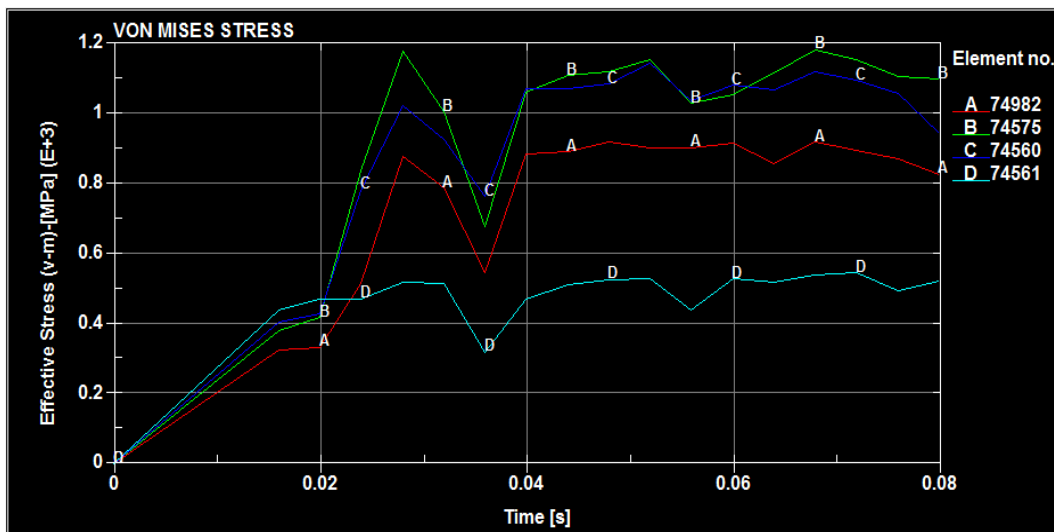


Figura 95 Diagrama del esfuerzo efectivo de Von Mises de los elementos seleccionados

En la Figura 96 se muestra el comportamiento del desplazamiento resultante en el tiempo de los elementos seleccionados.

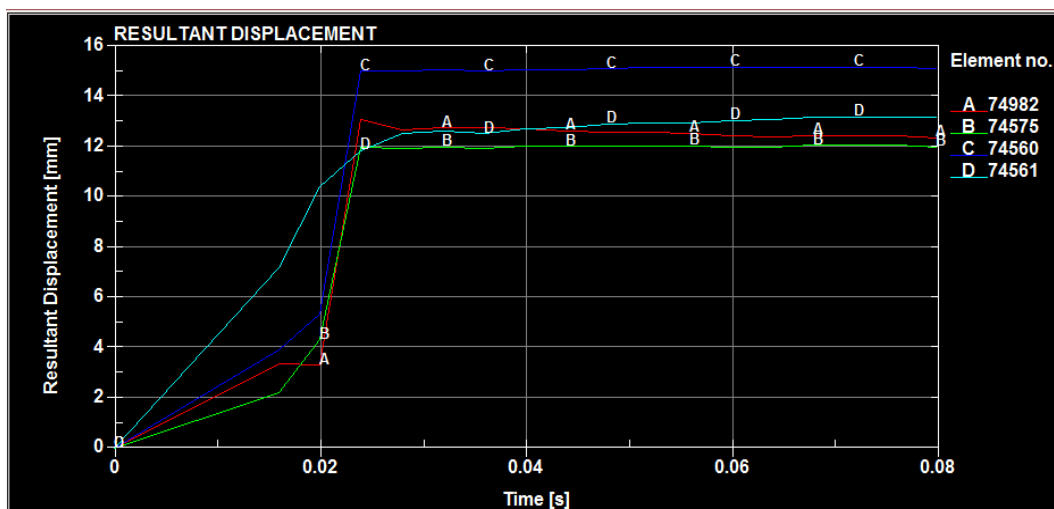


Figura 96 Diagrama del desplazamiento resultante en los elementos seleccionados

En la Figura 97 se muestran las curvas esfuerzo vs deformación de los elementos seleccionados, previo al cruce de los diagramas de las Figuras 95 y 95.

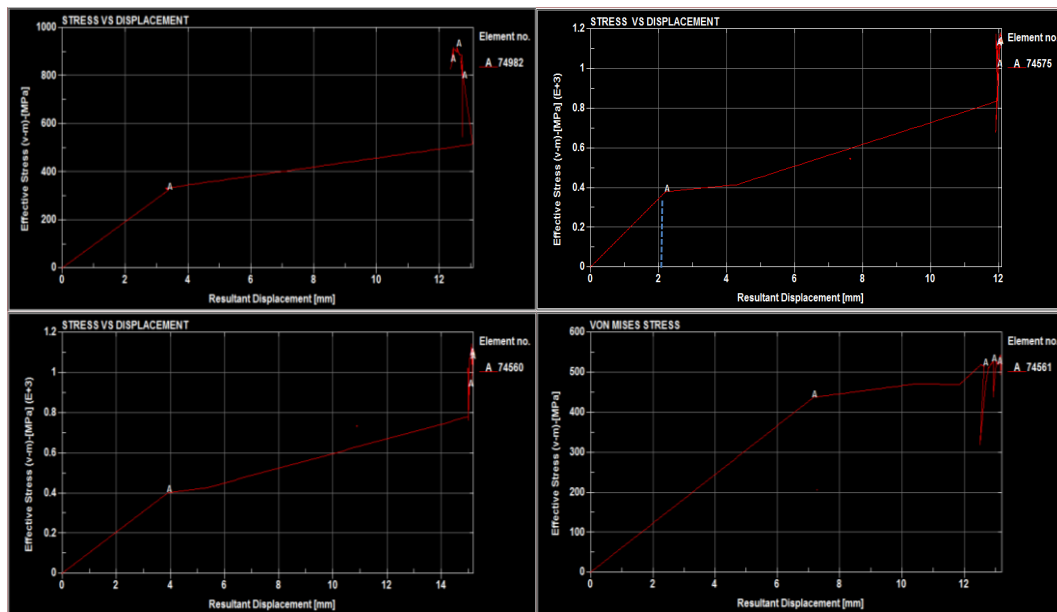


Figura 97 Curvas Esfuerzo vs Deformación de los elementos selectos basados en el criterio de Von Mises

A continuación se analiza el comportamiento del elemento más crítico en el diagrama esfuerzo vs deformación.

De acuerdo a la Figura 97, en el diagrama esfuerzo vs deformación del elemento crítico 74575 se observa que el límite de resistencia a la cedencia (S_y) se alcanza cuando el elemento se ha deformado 200mm a los 17 ms de iniciado la colisión; el elemento colapsa en la zona plástica por máxima concentración de esfuerzos, debido a que supera el valor S_y ; el esfuerzo producido en el elemento es mayor que el esfuerzo último del material de 430 MPa, el colapso se produce a los 28ms, tiempo en el que presenta una disminución burda en el esfuerzo.

5.3. Idealización de la estructura

La idealización, o la tergiversación intencional del sistema empírico que se está estudiando, es ubicuo en la práctica de la ciencia. Idealizaciones son utilizados para simplificar los modelos científicos para usos representativos o explicativas o para que sean computacionalmente tratables.

En la Figura 98 se muestra la barra idealizada, perfil en L50x50x3 mm.

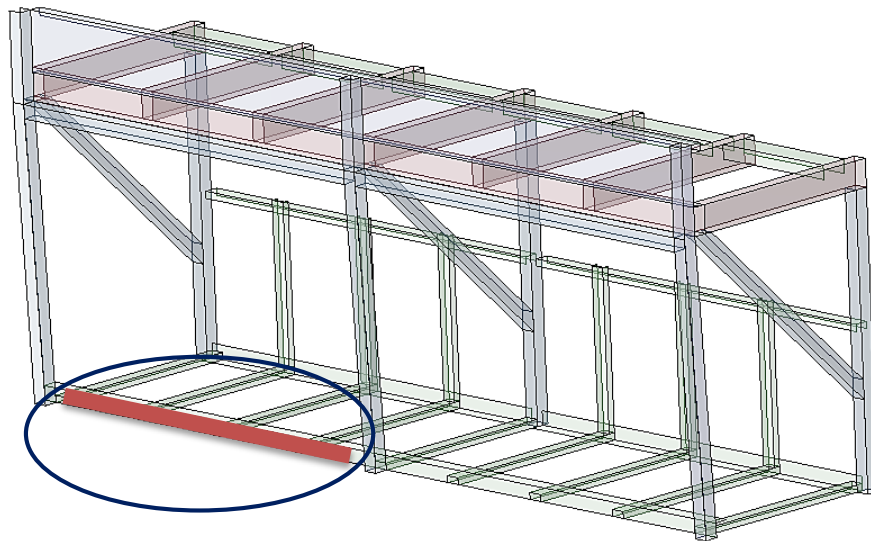


Figura 98 Sección del lateral de la carrocería

Para analizar la estructura en base a la idealización se efectúa la misma configuración que en el caso del estudio dinámico realizado anteriormente a toda la estructura.

- Soportes fijos a los extremos de la barra a idealizar.
- Velocidad de impacto: 50 km/h.
- Material: Acero ASTM A500, no lineal.
- Hourglass: Flanagan- Belytschko Stiffnes, con coeficiente 0.1.
- Perfil L 50x50x3.
- Longitud de la barra: 1500mm.

Para llevarse a cabo la idealización se realiza el cálculo de la fuerza de impacto de los vehículos implicados. La fuerza pico de impacto se usa para determinar el esfuerzo plástico que se produce en el elemento estructural idealizado.

5.3.1. Determinación de la fuerza de impacto.

Para calcular la fuerza de impacto se supone que se trata de un choque perfectamente plástico; es decir, que los vehículos no se separan después del impacto.

Para el cálculo de la fuerza de impacto se requieren de los siguientes parámetros:

- Barrera Deformable Móvil (vehículo1):

$$M_1 = 950 \text{ kg}$$

$$v_1 = 13.89 \text{ m/s (Velocidad antes del impacto)}$$

- Vehículo de prueba (bus):

$$M_2 = 10782.292 \text{ kg}$$

$$v_2 = 0$$

- Duración del impacto:

$$t = 80 \text{ ms} = 0.08 \text{ s}$$

- Masa equivalente:

$$\frac{1}{M^*} = \frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2}$$

Ecuación 9.

$$M^* = 873.08 \text{ kg}$$

- Velocidad común en el pico de contacto:

$$v_0 = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2}{M_1 + M_2}$$

Ecuación 10.

$$v_0 = 1.12 \text{ m/s}$$

$$V_2 = v_0 \text{ (Velocidad pos-impacto de cualquier vehículo)}$$

- Impulso aplicado al vehículo de prueba

$$S_2 = M_2 v_0$$

Ecuación 11.

$$S_2 = 12076.17 \text{ kg.m/s}$$

$$R_m = \frac{2S_2}{t_0}$$

Ecuación 12.

$$R_m = 301.9 \text{ kN (Fuerza pico de impacto)}$$

Una vez obtenida la fuerza de impacto, se calcula las aceleraciones de los vehículos implicados.

- Aceleración:

$$a_1 = \frac{R_m}{M_1 g}$$

Ecuación 13.

$$a_1 = 32g$$

$$a_2 = 3g$$

La aceleración de la BDM es 11 veces mayor que la aceleración que se produce en el bus (vehículo de prueba) durante el impacto, esto se debe a la diferencia de masas, geometría y rigidez de cada uno de los vehículos.

5.3.2. Idealización del diagrama de cuerpo libre de la barra

La Figura 99 muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento estructural idealizado; se utiliza puntos de apoyo fijo, ya que el elemento es tratado como viga hiperestática. Además la fuerza de impacto se asigna como peso distribuido sobre el perfil.

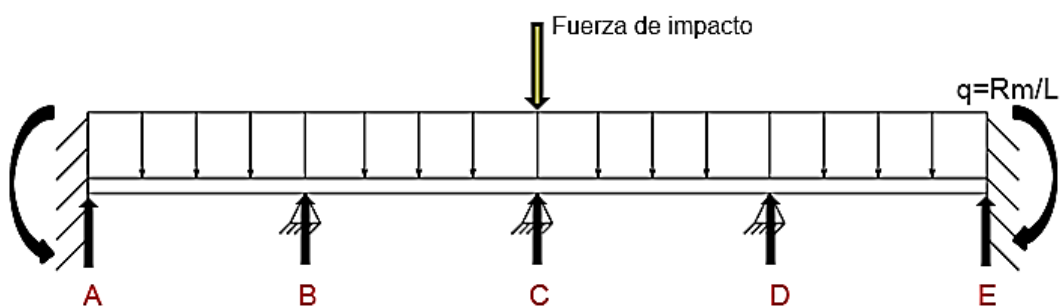


Figura 99 Diagrama de cuerpo libre del perfil a idealizar

5.3.3. Cálculo del esfuerzo máximo producido en zona plástica del miembro estructural

Para determinar el esfuerzo máximo en la zona plástica, se obtiene los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores a partir de los parámetros considerados para la idealización.

$$R_m = 301.9 \text{ kN}$$

$$l = 1500 \text{ mm (Longitud del perfil)}$$

$$q = \frac{R_m}{L}$$

Ecuación 14.

$$q = 201.3 \text{ N/mm (Carga distribuida)}$$

La Figura 100 muestra los diagramas de fuerzas y momentos flectores de la viga idealizada.

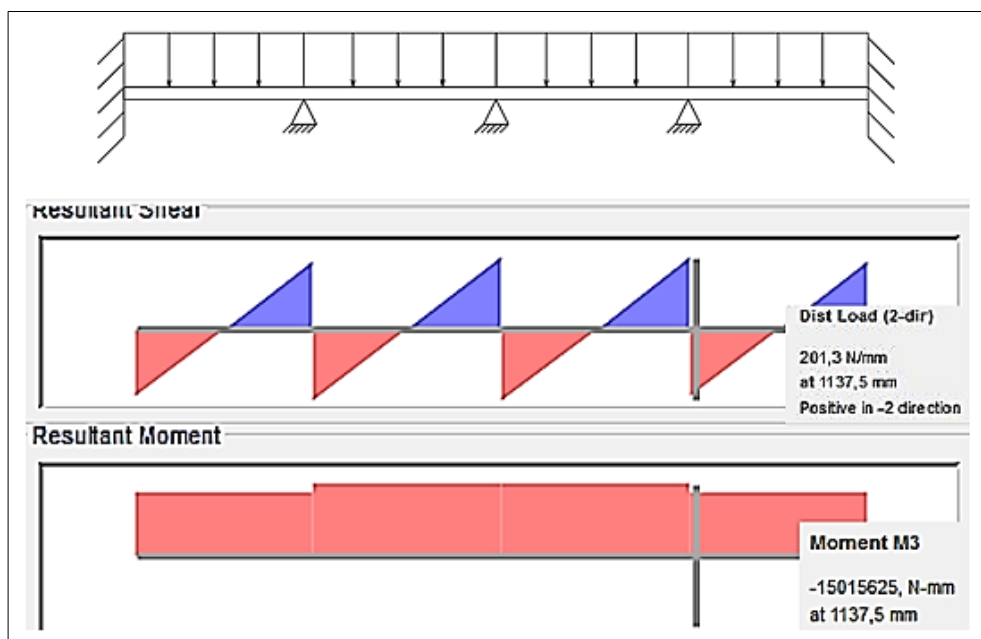


Figura 100 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores de la barra idealizada

En la figura anterior se observa que las fuerzas cortantes máximas se producen en los empotramientos al igual que los momentos flectores, con valores de:

Momento Flector: 15015625 N.mm

La ecuación para el cálculo del esfuerzo es:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * c}{I}$$

Ecuación 15.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{\frac{I}{c}}$$

Donde:

M: momento flector [M.mm]

c: distancia del eje neutro a la fibra más alejada [mm]

I: momento de inercia [mm⁴]

I/c: momento polar de inercia [mm⁴]

Se obtiene el momento de inercia de la sección transversal del perfil, así como la distancia del eje neutro a la fibra más alejada. En la Figura 101 se observan estos parámetros.

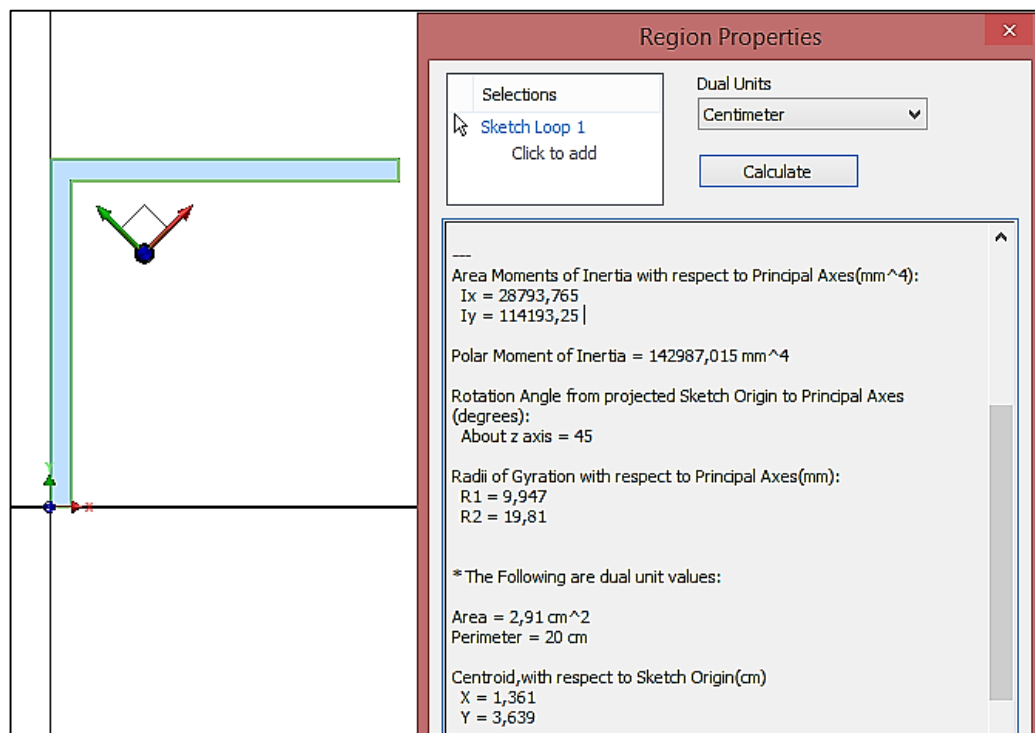


Figura 101 Propiedades de la sección transversal del elemento estructural a idealizar

Reemplazando el momento y la inercia en la Ecuación 13, se obtiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{15015625 \text{ N} \cdot \text{mm}}{142987.015 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 105 \text{ MPa}$$

Ahora se puede calcular la fuerza producida en la zona plástica del material, mediante la siguiente Ecuación:

$$M = F_1 * l \text{ (Momento)}$$

Ecuación 16.

$$F_1 = \frac{M}{l}$$

$$F_1 = \frac{2518871.09 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1500 \text{ mm}}$$

$$F_1 = 1679 \text{ N (Fuerza producida en zona plástica)}$$

5.3.4. Simulación de la viga

El perfil idealizado tiene 176 elementos discretizados, 225 nodos y una relación jacobiana de 1,004; debido a que la relación jacobiana está muy próxima a 1, esto demuestra la buena calidad de malla y la confiabilidad de resultados a lograr en la idealización.

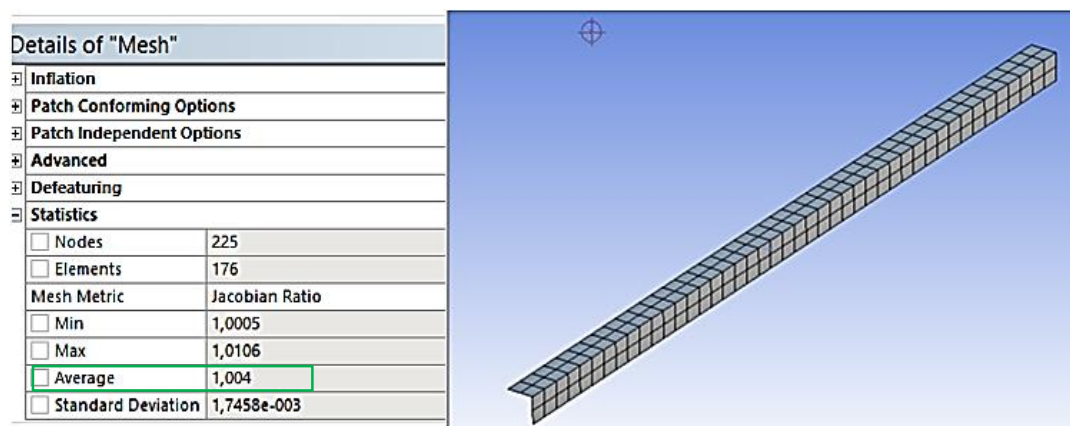


Figura 102 Detalle del criterio jacobiano en la viga

En la Figura 103 se muestra la fuerza de impacto aplicada sobre el perfil estructural.

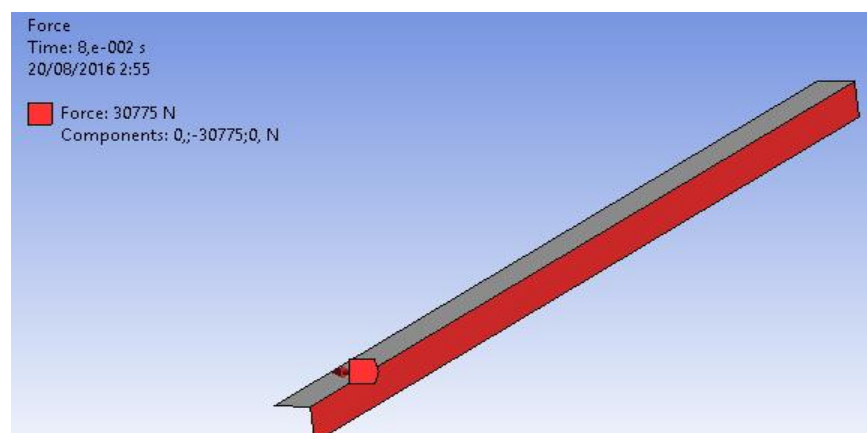


Figura 103 Aplicación de la fuerza de impacto sobre la barra idealizada

Al finalizar el estudio de la barra idealizada, se obtiene un esfuerzo máximo de Von Mises por MEF de 114 MPa, producido en la zona plástica del material.

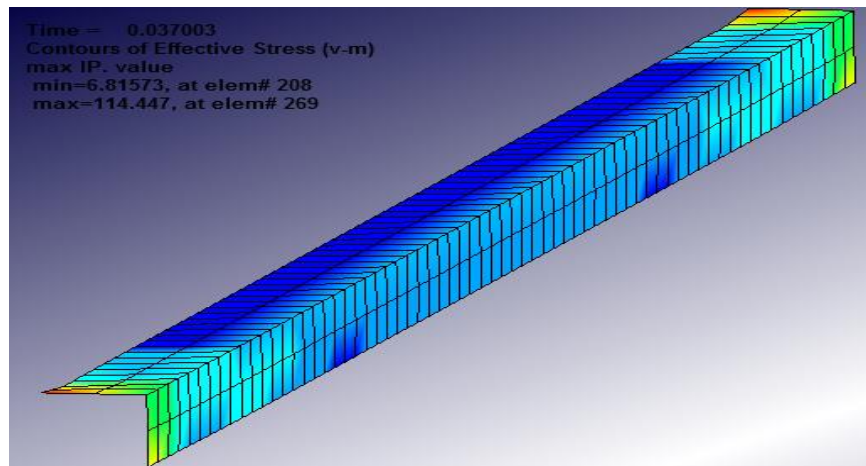
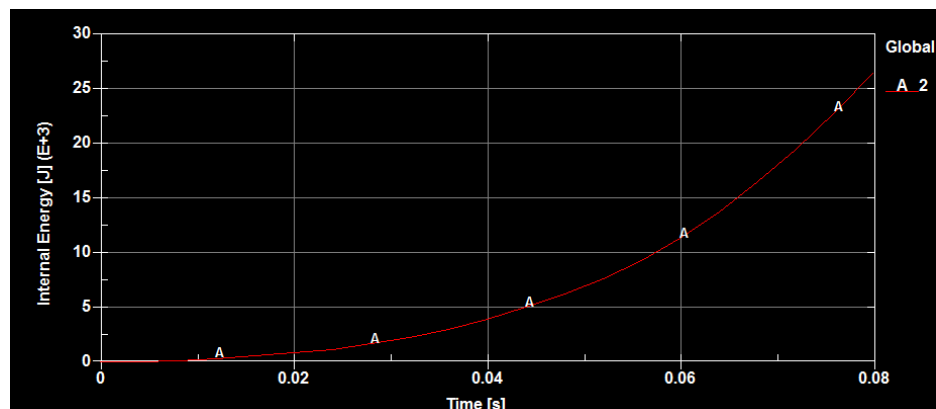


Figura 104 Esfuerzo de Von Mises de la barra idealizada

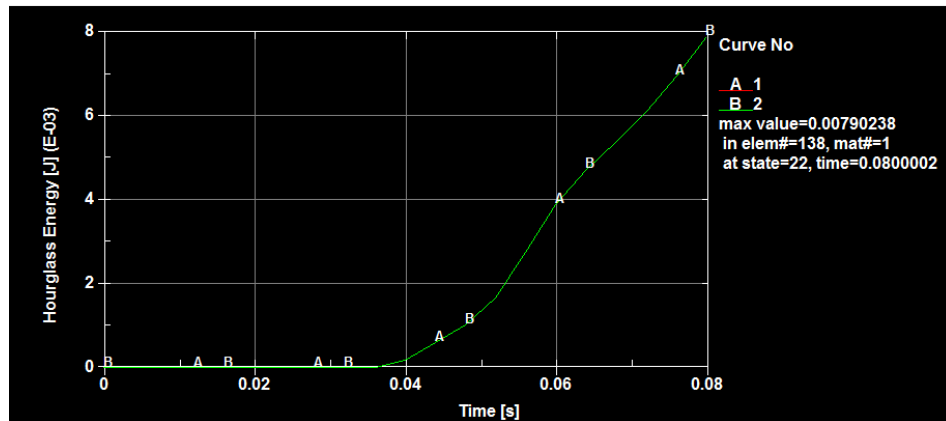
A continuación se realiza la validación del estudio estructural. En las Figuras 105 y 106 se muestran los diagramas de la energía interna y de la energía de Hourglass por deformación producidos durante la prueba de la barra.

En el diagrama de la Figura 85, se observa que el valor de la Energía Interna producido durante el impacto es de 27×10^3 Joules.



Energía Interna de la barra idealizada

En el diagrama de la Figura 856, se observa que el valor de la Energía de Hourglass producido durante el impacto es de 0.008 Joules.



Energía de Hourglass de la barra idealizada

Cálculo de la relación entre la Energía de Hourglass y la Energía Interna:

$$H = \frac{E. Hourglass}{E. Interna} * 100\%$$

$$H = \frac{0,008J}{27 \times 10^3 J} * 100\%$$

$$H = 0.00003\%$$

$$H < 10 \%$$

Como la relación de energías obtenida es de 0.00003%, el estudio estructural se considera válido; los resultados son aceptables bajo las condiciones y las características establecidas en el ensayo virtual. La presencia del fenómeno de Hourglass en el estudio estructural es mínima.

En la Figura 105, se observa los elementos seleccionados para determinar el comportamiento basados en el esfuerzo máximo obtenido mediante el análisis de elemento finitos.

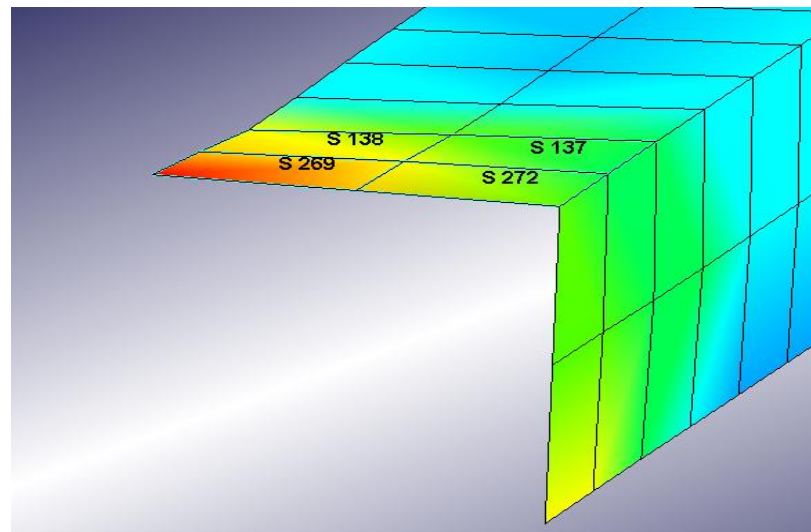


Figura 105 Elementos seleccionados por concentración de esfuerzos de Von Mises de la barra idealizada

De acuerdo al diagrama de la Figura 108 el esfuerzo máximo se origina en el elemento 269 con valor de 114 MPa, este valor de esfuerzo se produce a los 37 ms de iniciado el impacto virtual, el material tiene un comportamiento elástico, ya que no se supera el valor del esfuerzo de fluencia del material cuyo valor es de 320 MPa.

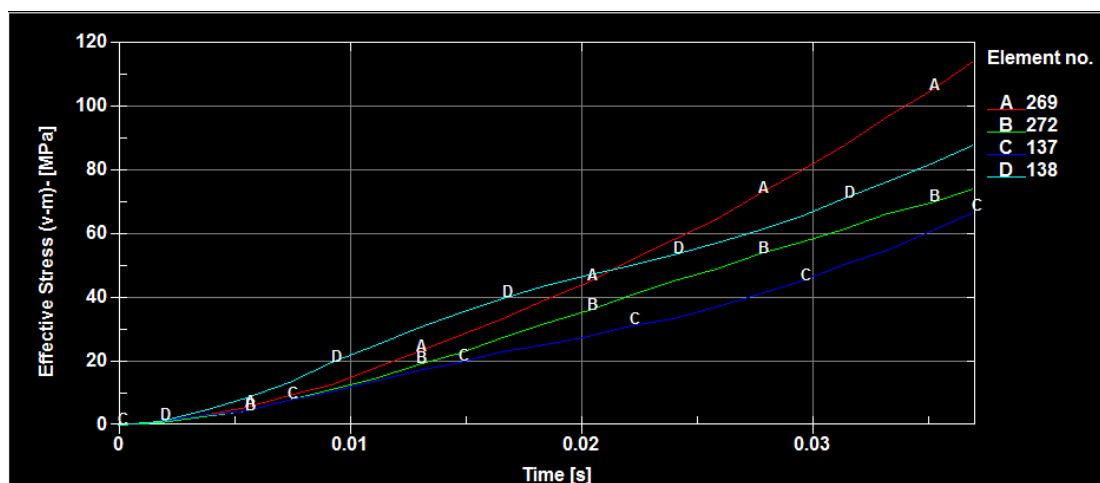


Figura 106 Diagrama del esfuerzo de Von Mises de elemento estructural idealizado

La diferencia porcentual obtenida entre el análisis analítico y computacional es de 8%, lo que se considera aceptable para la idealización del elemento estructural seleccionado de la carrocería, debido a que el valor calculado analíticamente con el obtenido por MEF presentan una mínima diferencia respecto al esfuerzo.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- La geometría de la carrocería es idónea para cumplir con la función de precautelar la seguridad de los pasajeros para el caso de impacto lateral establecido por la regulación R95; pues ninguna parte del espacio de supervivencia se ve afectado por la proyección del contorno de la estructura deformada.
- En el análisis del impacto lateral, mediante la simulación por MEF, el habitáculo de la carrocería no resulta invadida por ningún miembro estructural; sin embargo la deformación máxima producida en el faldón es de 713 mm, lo cual representa una deformación considerable según las dimensiones de la superestructura.
- La carrocería cumple con los requisitos establecidos en la Norma NTE INEN 1323:2009 para el análisis cuasi-estático, en lo que respecta a:

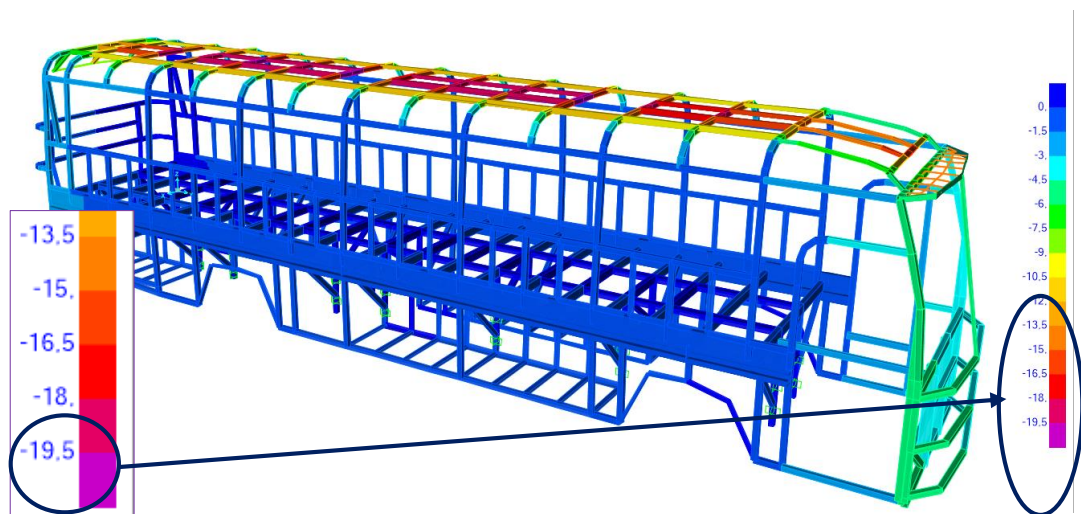
Deformación de la estructura en base a combinaciones de cargas.

La máxima deformación de la carrocería se presenta en la combinación 3 del método LRFD con un valor de 21.38mm y se verifica que cumple con lo estipulado en la norma, pues alcanza una deformación del elemento igual o menor a 1/240 veces su longitud.

$$\text{Deformación del elemento estructural} = \frac{10115\text{mm}}{240} = 42,14\text{mm}$$

Resistencia de la estructura

La deformación máxima producida en el techo es de 19.5 mm, en consecuencia el techo soporta la carga estática del 50 % del peso máximo admisible para el chasis, debido a que la estructura presenta una deformación menor de 70 mm.



Deformación máxima del techo de la carrocería (mm)

- La relación entre la Energía Interna y la Energía de Hourglass del estudio virtual de impacto lateral es de 0.72%, menor del 10%, lo que demuestra que el estudio estructural se considere válido; los resultados son aceptables bajo las condiciones y características establecidas por la norma R95.

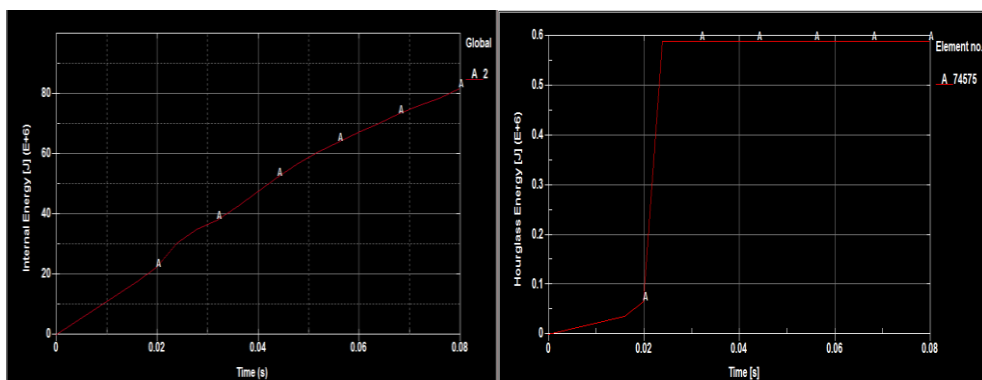


Diagrama de la Energía Interna y Energía de Hourglass

- Los elementos estructurales colapsan con mayor rapidez por concentración de esfuerzos que por deformación, debido a que:

El elemento crítico basado en la deformación direccional de la carrocería colapsa en la zona plástica por deformación cuando alcanza un valor en el esfuerzo de 345 MPa; el colapso ocurre a los 71ms, tiempo en el que este experimenta una disminución burda en el esfuerzo.

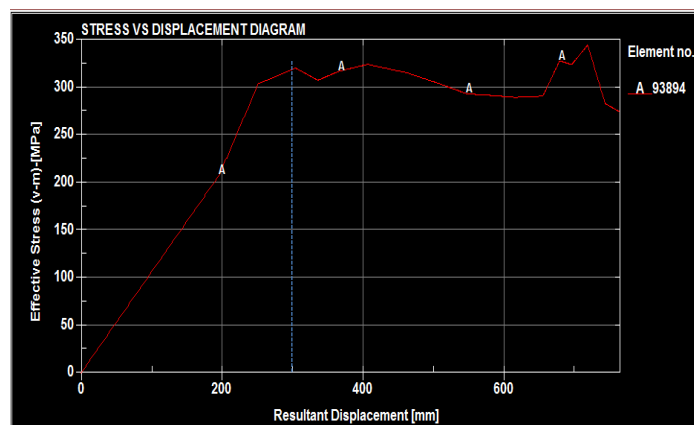
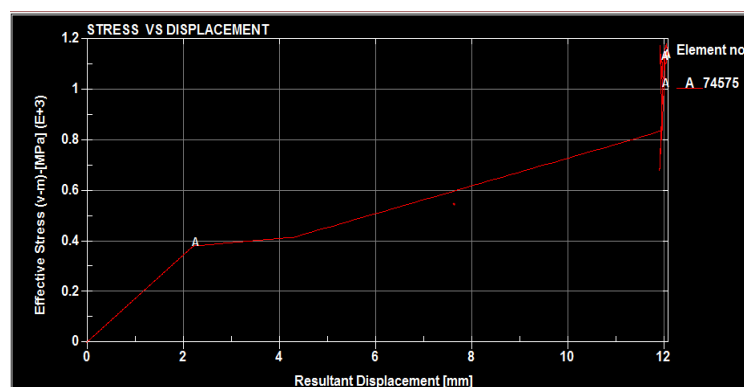


Diagrama esfuerzo vs deformación de elemento crítico basado en la deformación direccional de la estructura

El elemento crítico basado en el esfuerzo de Von Mises colapsa en la zona plástica, debido a la máxima concentración de esfuerzos, el elemento supera los 430 MPa, valor que representa la resistencia última del material; el colapso ocurre a los 28 ms, tiempo en el que este comienza a experimentar una disminución burda en el esfuerzo.



Curva Esfuerzo vs Deformación del elemento selecto basado en el criterio de Von Mises

- La idealización se realizó con el objetivo de verificar los resultados computacionales del estudio virtual de impacto lateral mediante ecuaciones de análisis estructural. La diferencia porcentual obtenida entre el análisis analítico y computacional es de 8%, lo que se considera aceptable para la idealización del elemento estructural seleccionado de la carrocería.
- Se verifica que los elementos seleccionados presentan un patrón de comportamiento del material respecto a la deformación y al esfuerzo de Von Mises como se observa en las figuras 90 y 91; el patrón que presentan los elementos discretos seleccionados demuestra la similitud en el comportamiento.
- El uso de elementos tipo Shell permite optimizar en lo que respecta al gasto computacional o tiempo de cálculo, ya que este tipo de elementos son satisfactorios para estructuras sometidas a flexión y deformación, como es el caso del impacto lateral; además brinda resultados fiables.

6.2. Recomendaciones

- El modelado de la estructura no debe presentar errores de geometría o de interferencias, ya que estos problemas generan inconvenientes a la hora de realizar el estudio o se obtendrán resultados no fiables; además al presentarse problemas en la geometría se puede formar el fenómeno de hourglassing de manera significativa, lo cual invalida el estudio estructural. en tal caso se requiere que se asigne un material con propiedades mecánicas superiores a las del acero ASTM A500 empleado en la parte del faldón de la carrocería.

- Utilizar una malla uniforme mediante el uso de elementos triangulares, cuadráticos, tetraedros o ladrillos que presentan una excelente distribución de deformación dentro del elemento; los mismos que ofrecen mejores estimaciones de esfuerzo y convergencia de resultados hacia la solución real. Además la relación jacobiana debe estar cercano a 1, lo que demuestra una buena calidad de malla y resultados fiables.
- Utilizar la Formulación Flanagan Belytschko Stiffness como modo de control de Hourglass para evitar o disminuir los modos de energía cero de la deformación. El control de reloj de arena se realizó con un coeficiente de 0.1, valor generado por defecto en el análisis dinámico estructural, hay que tener cuidado al aumentar estos coeficientes, ya que el exceso de rigidez pueden causar inestabilidades en el estudio cuando pasa de 0.15.
- Las formas de rigidez generan fuerzas de reloj de arena proporcionales a los componentes de los desplazamientos nodales que controlan los modos de hourglass. Esta formulación es recomendada para estructuras modeladas por medio de superficies o placas delgadas y para problemas relacionados de velocidad baja que provocan grandes deformaciones, incluyendo simulaciones de choques.
- En Ecuador se debería implementar una normativa que regule la realización de ensayos virtuales de impacto, que permita validar la estructura de una carrocería y prescriba las condiciones y parámetros para la homologación y calificación de empresas carroceras.
- Realizar ensayos virtuales de impacto lateral en Ecuador a mayores velocidades que las establecidas en la regulación ECE R95, ya que la velocidad máxima de circulación en carretera establecida en normativas nacionales superan esta velocidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA:

- © 2015 ANSYS, Inc. (2014). *LS-DYNA® Keyword user's manual* (Vol. I). Livermore, California: Livermore Software Technology Corporation (LSTC).
- Andrade García , L. E., & Méndez Canchig, P. X. (2012). *Estudio del diseño de una carrocería con análisis de esfuerzos estáticos y dinámicos de un autobús de la marca Patricio Cepeda calificada con Norma ISO 9001-2008 mediante la aplicación de un software para el cálculo de las fuerzas*. Latacunga: Escuela Politécnica del Ejército.
- Aranda, D., & Dután, V. (2009). *Estudio de aceros estructurales para la construcción de carrocerías para buses*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Celigüeta Lizarza, J. (2008). *Método de elementos finitos para análisis estructural*. San Sebastián: UNICOPIA C.B.
- Fishman, G. (1978). *Principles of Discrete Event Simulation*. Wiley.
- Huang, M. (2002). *Vehicle crash mechanics*. New York, New York, United States of America: CRC press.
- Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2009). Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323:2009. *Vehículos automotores. Carrocerías de buses. Requisitos*. Quito, Ecuador: Instituto Ecuatoriano de Normalización.
- Jones, N. (2012). *Structural Impact* (Segunda ed.). New York: CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS.
- Manjarrés Arias, F. J., & Santillán Mariño, E. R. (2016). *Análisis estructural a cargas de impacto frontal de un bus tipo interprovincial mediante el Método de Elementos Finitos*. Quito, Pichincha, Ecuador: Escuela Politécnica Nacional.
- Martí Parera, A. (1992). *Limitaciones del conductor y del vehículo*. Boixareu Editores.
- Matuttis, H., & Chen, J. (2014). *Understanding The Discrete Element Method* (Primera ed.). Singapore, Japan: Wiley.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas* (Cuarta ed.). (A. Enríquez Brito,

Trad.) México: Prentice Hall.

Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo. (2013). *Plan Nacional Buen Vivir 2013-2017* (Primera edición ed., Vol. I). Quito, Ecuador: Senplades.

Shen, W., & GU, L. (2012). *Introduction to the Explicit Finite Element Method for Nonlinear Transient Dynamics* (Primera ed.). New Jersey, United States: John Wiley & Sons.

Szuladzinski, G. (2010). *Formulas for Mechanical and Structural Shock and Impact* (Primera ed.). Boca Raton, United States: Taylor & Francis Group, LLC.

NETGRAFÍA:

ACEROTEX. (15 de Enero de 2012). Recuperado el 16 de Marzo de 2016, de <http://acerotek.com.mx/web/?portfolio=perfiles-tubulares>

AHMSA. (s.f.). *Altos hornos de México*. Recuperado el 6 de Mayo de 2016, de http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_1.pdf

Autocasion. (2 de Octubre de 2006). *Autocasion*. Recuperado el 1 de Marzo de 2016, de <http://www.autocasion.com/actualidad/noticias/compatibilidad-entre-vehiculos-en-caso-de-accidente/>

Bacher, G. (7 de Octubre de 2014). *Occupant simulation for the Mercedes Benz S-Class*. Recuperado el 2 de Febrero de 2016, de <https://www.dynamore.de/de/download/papers/2014-Is-dyna-forum/documents/keynote/occupant-simulation-for-the-mercedes-benz-s-class>

Balderas, Ó. (25 de Mayo de 2013). *METRÓPOLI*. Recuperado el 10 de Mayo de 2016, de <http://archivo.eluniversal.com.mx/notas/925255.html>

Centro de investigación y desarrollo en automoción. (12 de Marzo de 2012). Recuperado el 13 de Junio de 2016, de Ensayos de impacto: www.cidaut.com

Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas. (22 de Febrero de 2006). *Uniform technical prescriptions concerning the approval of large passenger vehicles with regard to the strength of their superstructure*. Recuperado el 20 de Junio de 2016, de <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2009/wp29grsg/GRS-G-96-04e.doc>

Disprocar. (3 de Agosto de 2016). *El chapista.com*. Recuperado el 4 de Agosto de 2016, de Red de talleres: http://www.elchapista.com/chasis_carrocerias_vehiculos.html

- Excelenciasdelmotor. (4 de Agosto de 2012). *Grupo excelencias*. Recuperado el 15 de Julio de 2016, de <http://www.excelenciasdelmotor.com/noticia/ariel-atom-700-ddmworks-el-mejor-peso-potencia-del-planeta>
- Fishman, G. (1978). *Principles of Discrete Event Simulation*. Wiley.
- GAD Municipal Quevedo. (2015). Recuperado el 4 de Febrero de 2016, de <http://www.terminalterrestrequevedo.gob.ec/>
- Goldeano, D. (30 de Agosto de 2014). *pacoCostas.com*. Recuperado el 2 de Mayo de 2016, de <http://www.pacocostas.com/noticias/2014/el-choque-de-frente/>
- Hermenegildo Rodríguez, G. (13 de Marzo de 2016). *Ingemecánica*. Recuperado el 12 de Febrero de 2016, de Ingeniería, consultoría y formación: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn69.html>
- Hesaplama, H. (19 de Octubre de 2015). Recuperado el 8 de Junio de 2016, de <http://analizsimulasyon.com/2015/01/19/dogrusalsizlik-nonlinearlik-nonlinearlik-kaynaklari/>
- Hindawi. (s.f.). <http://www.hindawi.com/journals/mpe/2013/276304/fig1/>. Recuperado el 5 de Junio de 2016
- HINDAWI. (2013). Recuperado el 5 de Marzo de 2016, de <http://www.hindawi.com/journals/mpe/2013/276304/fig1/>
- Insurance Institute for Highway Safety. (Julio de 2016). *Side Impact Crashworthiness Evaluation*. Recuperado el 5 de Junio de 2016, de http://www.iihs.org/media/ebc9bd1f-2ca4-4fb9-b96e-f4165f331943/-768574783/Ratings/Protocols/current/test_protocol_side.pdf
- Lawrence, N. J. (2005). *Motor Vehicle Collision Injuries* (Segunda ed.). Mississauga, Canadá: Jones and Bartlett Publishers. Recuperado el 15 de Marzo de 2016, de https://books.google.com.ec/books?id=vSGyTBzHuUkC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false
- Livermore Software Technology Corporation (LSTC). (2012). Recuperado el

10 de Mayo de 2016, de

<http://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/jday/hourglass.pdf>

Messring. (19 de Noviembre de 2013). *Side impact AE-MDB (EURO NCAP and KNCAP)*. Recuperado el 6 de Mayo de 2016, de http://www.messring.de/wp-content/uploads/2HHA_MovBarrierAE-MDB.pdf

Programa europeo de evaluación de nuevos modelos de automóviles. (2015). *Euro NCAP*. Recuperado el 8 de Julio de 2016, de <http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/side-mobile-barrier/>

Roesch, C. (s.f.). *Cellbond*. Recuperado el 3 de Julio de 2016, de <http://www.cellbond.com/products/barriers/>

Takahira, Y. (2007). *LS-DYNA Anwenderforum*. Recuperado el 9 de Abril de 2016, de <https://www.dynamore.de/de/download/papers/forum07/forum07/crash/development-of-ece-side-impact-mdb-model-using>

Teojama Comercial. (15 de Diciembre de 2015). *Chasis de bus HINO AK*. Recuperado el 4 de Abril de 2016, de www.teojama.com

Visol. (2016). *Test Solution*. Recuperado el 10 de Agosto de 2016, de Webmaster: <http://visol.co.kr/visol/board.php?board=visole024&command=body&no=4>

Yáñez Castillo, V. (7 de Julio de 2012). *Evaluación del escenario y cinemática del trauma*. Recuperado el 4 de Julio de 2016, de <http://www.medynet.com/usuarios/jraguilar/Evaluacion%20del%20escenario%20y%20cenematica%20del%20trauma.pdf>

(s.f.). Recuperado el 2 de Agosto de 2016, de <http://www.terminalterrestrequevedo.gob.ec/>

©2015 ANSYS, Inc. (2015). *ANSYS Official home page*. Recuperado el 8 de Octubre de 2015, de ANSYS LS-DYNA: www.ansys.com

ANEXOS



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

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor: **CARLOS ANTONIO ESMERALDAS MENESES**

En la ciudad de Latacunga, a los **19 días del mes de Agosto del 2016.**

Ing. Félix J. Manjarrés MSc.

DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:



Ing. Danilo Zambrano

DIRECTOR DE CARRERA

Dr. Juan Carlos Díaz

SECRETARIO ACADÉMICO